

分类号:

密 级:

学校代码: 10363

学 号: 2220120114



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 基于键合图的电动汽车驱动系统
机电耦合建模及动力学特性研究

论 文 作 者 陈晴晴
指 导 教 师 徐锐 副教授
学 科 (专 业) 机械工程
研 究 方 向 车辆工程

论文提交日期: 2025 年 5 月 11 日

分类号：TH117.1

密 级：公开

单位代码：10363

学 号：2220120114

安徽工程大学

基于键合图的电动汽车驱动系统机电耦合建模
及动力学特性研究

Research on Electromechanical Coupling Modeling
and Dynamic Characteristics of Electric Vehicle Drive
Systems Based on Bond Graphs

学生姓名：陈 晴 晴

指导教师：徐 锐

专 业：机械工程

研究方向：车辆工程

论文答辩日期：2025 年 5 月 11 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：陈晴晴

日期：2025 年 5 月 15 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☐。

学位论文作者签名：陈晴晴

日期：2025年5月15日

指导教师签名：徐锐

日期：2025年5月15日

基于键合图的电动汽车驱动系统机电耦合建模 及动力学特性研究

摘 要

近年来,随着国家对新能源汽车产业的大力扶持,电动汽车市场占有率逐年提升,民众对电动汽车稳定性和可靠性也提出了更高的要求。纯电动汽车的电驱动系统作为核心动力总成,直接影响整车的多项性能。纯电动汽车驱动系统以电池作为能源供给、永磁同步电机为动力执行单元,通过齿轮机构构建传动系统,形成典型的多能量域耦合体系。针对该系统中跨域动态交互机制不明确、传统分析方法难以有效揭示其复杂动力学特性的问题,本文采用基于键合图理论的机电耦合建模方法进行建模。与传统的建模方法不同,基于键合图理论的建模方法是一种图形化建模方法,具有能直观显示系统各种动态影响因素的优势。本文主要研究内容如下:

首先,研究了基于键合图理论的电动汽车电驱动系统中核心部件的建模问题。系统的介绍了电动汽车电驱动系统核心部件的动力学模型。随后又从理论层面深入分析了电驱动系统关键部件的工作原理及其数学模型,重点包括永磁直流电机的电磁转矩生成机制、永磁同步电机的工作原理以及逆变器的功率转换特性。在此基础上,依据能量守恒定律与键合图理论,通过分析各部件的能量传递形式建立了核心部件的键合图模型。并对模型进行验证,通过分析仿真结果,验证了所建模型的可靠性。

其次,研究了电驱动系统中传动系统基于键合图理论的建模问题,构建了传动系统的键合图模型并验证其有效性。从动力学层面深入剖析传动系统核心组件的能量转换特性。针对齿轮减速器的齿面摩擦、齿侧间隙、齿轮静态误差等非线性因素、差速器的转矩分配机制等关

键问题，建立包含非线性的传动系统数学模型。在此基础上，依据键合图理论构建传动系统键合图模型，其中通过因果线配置实现了机械旋转运动与扭转振动运动的统一考虑。随后，采用 20-sim 仿真平台进行动态特性验证，通过对比理论与仿真输出的转速波动幅值和转矩传递效率，验证了所建模型具有较好的响应精度。

最后，基于键合图理论分别建立了永磁直流电机与减速器、永磁同步电机与齿轮减速器以及整个汽车电驱动系统的键合图模型。随后根据构建的电动汽车驱动系统的机电耦合动力学模型，系统性的对其进行了动力学分析。利用 20-sim 软件进行仿真，深入探讨了电机转速、时变啮合刚度、静态误差等因素对系统动力学特性的影响。通过时域和频域分析，对电机电流及电磁转矩进行了详细分析，揭示了机电耦合对系统动态特性的重要影响。研究表明，电机转速波动、齿面摩擦和传动间隙等因素对系统的动态响应和振动特性具有显著的双向交互作用，本文丰富了纯电动汽车驱动系统的研究成果，为电驱动系统的机电耦合动力学分析提供了可靠的建模基础。

关键词：电驱动系统，机电耦合，永磁同步电机，动力学，键合图

RESEARCH ON ELECTROMECHANICAL COUPLING MODELING AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ELECTRIC VEHICLE DRIVE SYSTEMS BASED ON BOND GRAPHS

ABSTRACT

In recent years, with active governmental support for China's new energy vehicle industry, the market penetration rate of battery electric vehicles demonstrates sustained growth, consequently elevating public expectations regarding electric vehicle (EV) stability and reliability. As the core powertrain component, the electric drive system of battery EVs plays a pivotal role in determining multiple vehicle performance metrics. The EV drive system, characterized by its multi-energy-domain coupling architecture, integrates a battery pack as the energy source, a permanent magnet synchronous motor (PMSM) as the propulsion unit, and a gear transmission mechanism, forming a sophisticated electromechanical energy conversion chain. To address the challenges of ambiguous cross-domain dynamic interaction mechanisms and the inadequacy of traditional analytical methods in effectively reflecting the complex dynamic characteristics of systems, this paper adopts an electromechanical coupling modeling methodology based on the bond graph theory. Different from traditional modeling methods, the modeling method based on bond graph theory is a graphical modeling method that can explicitly reflect the physical topology of the system and various dynamic influencing factors. The principal research components are structured as follows:

Firstly, the modeling issues of core components in the electric drive system based on bond graph theory is studied. The dynamic models of the

core components of the electric drive system are systematically introduced. Subsequently, the working principles and mathematical models of the key components of the electric drive system are thoroughly analyzed from a theoretical perspective, with a focus on the electromagnetic torque generation mechanism of permanent magnet DC motors (PMDC), the working principles of permanent magnet synchronous motors, and the power conversion characteristics of inverters. On this basis, following the law of energy conservation and bond graph theory, the bond graph models of the core components are established by analyzing the energy transfer forms of each component. The model validation is conducted through comprehensive simulation analysis, which confirms the reliability and accuracy of the proposed modeling approach.

Secondly, the modeling issues of the transmission system in the electric drive system is investigated. The corresponding bond graph models is constructed and their validity is verified. A detailed dynamic analysis is conducted on the energy conversion characteristics of core transmission components. Nonlinear factors including gear tooth surface friction, backlash, and static transmission errors in gear reducers, along with the torque distribution mechanism of differentials, are systematically addressed through the development of a mathematical transmission system model incorporating nonlinearities. Subsequently, a bond graph model of the transmission system is established using bond graph theory, achieving unified consideration of mechanical rotational motion and torsional vibration motion through causal stroke configuration. Subsequently, the 20-sim simulation platform is used to verify the dynamic characteristics. By comparing the amplitude of speed fluctuations and torque transmission efficiency between theoretical and simulation outputs, it is confirmed that the established model has superior response accuracy.

Finally, this paper develops an electromechanical coupling dynamic

model for the electric drive system in battery electric vehicles based on bond graph theory, accompanied by systematic dynamic analyses. Specifically, some critical bond graph models are established, such as the permanent magnet DC motor-gear reducer assemblies, the permanent magnet synchronous motor-gear reducer systems, and the complete electric drive system. Through 20-sim simulations, the impacts of motor rotational speed, time-varying meshing stiffness, and static transmission errors on system dynamics are thoroughly investigated. Time-domain and frequency-domain analyses of motor current and electromagnetic torque reveal the critical influence of electromechanical coupling on dynamic characteristics. The research results indicate that factors such as motor speed fluctuations, tooth surface friction, and transmission gaps have a significant bidirectional interaction effect on the dynamic response and vibration characteristics of the systems. This work enriches the research findings for the electric drive system in battery electric vehicles and provides a reliable modeling foundation for electromechanical coupling analysis of electric drive systems.

Chen Qingqing(School of Mechanical and Automotive Engineering)

Supervised by Associate Professor Xu Rui

KEY WORDS: Electric drive system, Electromechanical coupling, Permanent magnet synchronous motor, Dynamics, Bond graph

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.2.1 电机动力学建模研究现状.....	2
1.2.2 齿轮传动系统研究现状.....	4
1.2.3 机电耦合动力学研究现状.....	5
1.2.4 键合图研究方法及其研究现状.....	7
1.3 本文的主要研究内容和章节安排.....	8
1.3.1 研究内容.....	8
1.3.2 章节安排.....	9
第 2 章 键合图基本原理.....	10
2.1 键合图的基本理论.....	10
2.2 键合图基本元件.....	12
2.2.1 一通口元件.....	12
2.2.2 二通口元件.....	14
2.2.3 多通口元件.....	15
2.3 键合图的增广.....	16
2.4 键合图的优点及建模流程.....	17
2.4.1 键合图的特点.....	17
2.4.2 基于键合图的电驱动系统建模流程.....	18
2.5 本章小结.....	19
第 3 章 基于键合图法的电动汽车动力系统建模.....	20
3.1 电动汽车动力系统工作原理及数学模型.....	20
3.1.1 永磁直流电机工作原理及数学模型.....	20
3.1.2 永磁同步电机工作原理及数学模型.....	22
3.1.3 逆变器工作原理及数学模型.....	25
3.1.4 逆变器控制方法.....	27

3.2 电动汽车动力系统的键合图模型.....	28
3.2.1 永磁直流电机键合图模型.....	28
3.2.2 永磁同步电机键合图模型.....	29
3.2.3 逆变器键合图模型.....	31
3.3 基于 20-sim 的电动汽车动力系统键合图仿真	32
3.3.1 永磁直流电机键合图模型仿真.....	32
3.3.2 永磁同步电机键合图模型仿真.....	34
3.3.3 逆变器键合图模型仿真.....	36
3.4 本章小结.....	37
第 4 章 基于键合图法的传动系统建模.....	38
4.1 传动系统结构及工作原理.....	38
4.1.1 齿轮减速器结构及工作原理.....	38
4.1.2 差速器结构及工作原理.....	41
4.2 传统系统键合图建模.....	42
4.2.1 齿轮减速器键合图建模.....	42
4.2.2 差速器键合图建模.....	44
4.3 基于 20-sim 的传动系统键合图仿真	44
4.3.1 齿轮减速器键合图模型仿真.....	44
4.3.2 差速器键合图模型仿真.....	46
4.4 本章小结.....	48
第 5 章 基于键合图法的电动汽车驱动系统动力学特性分析.....	49
5.1 永磁直流电机-减速器动力学特性分析	49
5.1.1 永磁直流电机-减速器键合图模型	49
5.1.2 永磁直流电机-减速器动力学特性分析	52
5.2 永磁同步电机-减速器动力学特性分析	57
5.2.1 永磁同步电机-减速器键合图模型	57
5.2.2 永磁同步电机-减速器动力学特性分析	58
5.3 电驱动系统的键合图动力学特性分析.....	65
5.3.1 电驱动系统的键合图模型.....	65
5.3.2 电驱动系统的动力学特性分析.....	66

5.4 本章小结.....	72
第 6 章 总结与展望.....	74
6.1 论文工作总结.....	74
6.2 展望与建议.....	75
参考文献.....	76
攻读学位期间取得的学术成果.....	85

插图清单

图 1-1 新能源汽车近年来的销量图	1
图 1-2 常见纯电动汽车的电驱动系统	2
图 1-3 主要技术路线	8
图 2-1 功率键和信号键表示符号	11
图 2-2 键合图基本元素	12
图 2-3 键合图法建模特点	17
图 2-4 键合图建模流程图	18
图 3-1 永磁直流电机结构图	20
图 3-2 永磁直流电机工作原理图	21
图 3-3 直流电机等效电路图	21
图 3-4 永磁同步电机绕组	22
图 3-5 PMSM 运行原理图	23
图 3-6 PMSM 结构模型	23
图 3-7 PMSM 定子绕组等效电路模型	24
图 3-8 逆变器模型	26
图 3-9 逆变器 PWM 调制框图	28
图 3-10 直流电机键合图模型	28
图 3-11 PMSM 简单键合图模型	29
图 3-12 考虑互感 PMSM 模型	30
图 3-13 开关器件键合图模型	31
图 3-14 三相逆变器键合图模型	32
图 3-15 仿真电流对比图	33
图 3-16 仿真转速对比图	33
图 3-17 20-sim 仿真输出三相电流	34
图 3-18 三相电流对比图	35
图 3-19 PMSM 输出电磁转速对比图	35
图 3-20 逆变电路输出电流波形	36

图 4-1 齿轮副运动过程中摩擦力作用示意图	39
图 4-2 齿轮啮合示意图	40
图 4-3 减速器传动系统动力学模型	41
图 4-4 差速器示意图	42
图 4-5 减速器键合图模型	43
图 4-6 差速器键合图模型	44
图 4-7 齿轮减速器仿真键合图模型	45
图 4-8 主动轮角速度对比图	46
图 4-9 差速器键合图仿真模型	47
图 4-10 直线行驶差速器转速仿真	47
图 4-11 转弯时差速器转速仿真	48
图 5-1 电驱动系统简化模型	50
图 5-2 电机转速 PID 控制系统键合图模型	51
图 5-3 电机转速为 68 r/min 时系统动态响应	52
图 5-4 电机转速为 200 r/min 时系统动态响应	52
图 5-5 电机转速为 350 r/min 时系统动态响应	53
图 5-6 电机转速为 1250 r/min 时系统动态响应	53
图 5-7 刚度波动系数为 0.17 时系统动态响应	54
图 5-8 刚度波动系数为 0.37 时系统动态响应	54
图 5-9 刚度波动系数为 0.57 时系统动态响应	55
图 5-10 刚度波动系数为 0.77 时系统动态响应	55
图 5-11 静态误差幅值为 0.12 时系统动态响应	56
图 5-12 静态误差幅值为 0.16 时系统动态响应	56
图 5-13 静态误差幅值为 0.26 时系统动态响应	57
图 5-14 静态误差幅值为 0.44 时系统动态响应	57
图 5-15 电驱动系统键合图模型	58
图 5-16 电驱动系统输出三相电流	59
图 5-17 电驱动系统不同频率输出电磁转速	59
图 5-18 电驱动系统不同频率输出轴转速	60
图 5-19 不同齿侧间隙下的系统响应	61

图 5-20 不同摩擦系数下的系统响应	63
图 5-21 不同电机转速下的系统响应	64
图 5-22 电驱动系统的键合图模型	66
图 5-23 空载情况下电流对比图	66
图 5-24 空载情况下理想转速图	67
图 5-25 空载情况下转速对比图	67
图 5-26 空载情况下理想转矩图	68
图 5-27 空载情况下转矩对比图	69
图 5-28 有载情况下电流对比图	70
图 5-29 有载情况下理想转速图	71
图 5-30 有载情况下转速对比图	71
图 5-31 有载情况下理想转矩图	72
图 5-32 有载情况下转矩对比图	72

插表清单

表 1-1 不同类型电机特点对比	3
表 2-1 广义变量与不同领域变量对比关系	11
表 2-2 一通口键合图元	13
表 2-3 二通口键合图元	14
表 2-4 多通口键合图元	15
表 2-5 一通口元件因果关系及静态关系表达式	16
表 3-1 逆变器开关状态表	26
表 3-2 基本键合图参数表	30
表 3-3 PMSM 基本参数及含义	34
表 4-1 齿轮减速器系统仿真参数	45
表 5-1 电机-减速器系统主要参数	51
表 5-2 电驱动系统基本参数及含义	65

第 1 章 绪论

1.1 研究背景及意义

随着经济增长与汽车工业发展，我国汽车保有量激增，引发能源、环境和交通等问题^[1-4]。新能源汽车产业的战略升级已成为破解能源消耗、环境污染及交通治理等矛盾的关键路径，其不仅推动着汽车产业可持续发展，更承载着我国经济结构优化与绿色转型的核心使命。如图 1-1 为新能源汽车近年来的销量图。由图中可以得出，近年来，新能源汽车销量数额逐年增长^[5,6]。

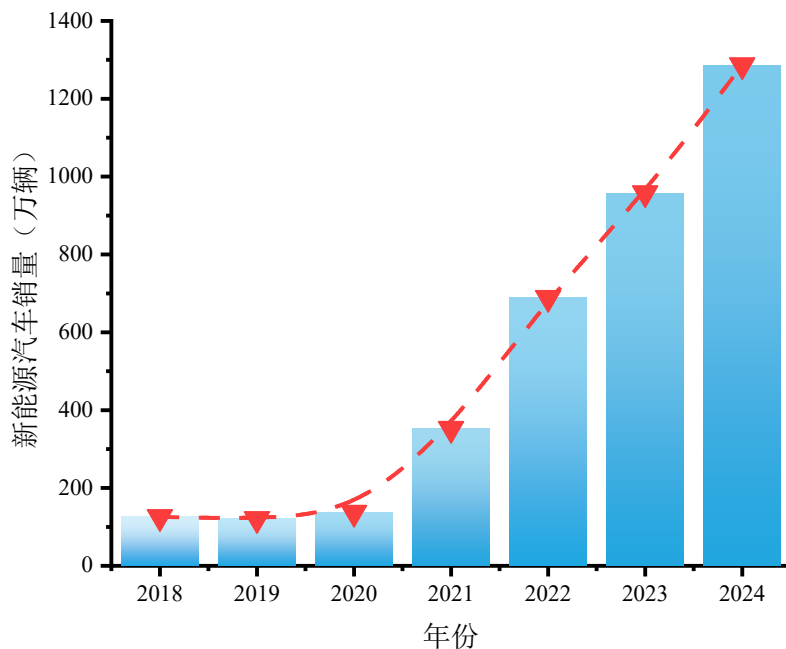


图 1-1 新能源汽车近年来的销量图

纯电动汽车 (Battery Electric Vehicles, BEVs) 的驱动系统采用电力驱动技术，为新能源汽车的重要组成部分^[7-9]。纯电动汽车的电驱动系统有多种设计，其中最常见包括中央驱动、轮边驱动和轮毂驱动三种，如图 1-2 所示。纯电动汽车具备使用成本低、能源利用率高以及环境友好等诸多优势^[10-12]。因此，纯电动汽车已经成为当前电动汽车的重要发展方向。电驱动系统是一个多能域复杂系统，其包括驱动电机和传动机构等部件，涉及机械、电学和电磁学等多场耦合效应。电驱动系统各子系统间存在复杂耦合关系，其动态特性受子系统耦合及输入影响，表现出复杂的动力学特性，当子系统频率相近时易引发共振，影响稳定、可靠性及传动精度。

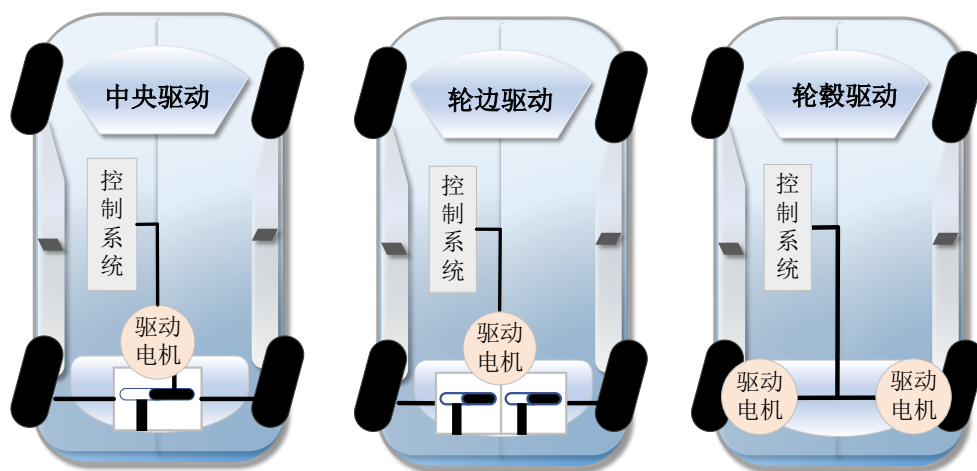


图 1-2 常见纯电动汽车的电驱动系统

在电动汽车驱动系统中电压、电流、气隙磁场强度等为电磁耦合研究中的主要参数，位移、速度、角度、力矩等为机磁耦合研究的主要参数^[13]。运用传统建模方法对与多能域复杂机电耦合系统的建模中难以实现模型的统一，并且常会忽略或简化子系统之间的耦合关系，使系统中复杂的非线性耦合等问题无法解决。在电驱动系统的设计和应用中，机械、电气和磁场的相互作用复杂，导致多种振动频率的叠加，这使得分析和解决系统中的振动问题变得非常困难。

随着技术的发展，电驱动系统正朝着高速、集成和高功率密度的方向发展，这使得系统内部的耦合振动问题变得更加显著，并对系统的可靠性和使用寿命产生了负面影响。因此，电驱动系统的耦合振动问题已成为限制其性能提升的关键因素，对我国制造业的进步产生了阻碍。为了解决这一问题，有必要全面考虑电驱动系统的机电耦合效应的特性，并深入研究电驱动系统的振动特性及其影响因素，特别是在多源激励下的机电耦合特性，这对于理论研究具有重要意义。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 电机动力学建模研究现状

电机作为电驱动系统中不可或缺的组成部分，是具有非线性、强耦合和多变量等特点的复杂对象^[14-16]，因此，研究电机的动态特性对于进一步提高系统性能是至关重要的。近年来，电机在电驱动系统中的研究受到了许多学者的关注。

在直流电机研究领域，M. Zahir 等^[17]针对经典 PID 控制器在有刷直流电机速度控制中性能不太理想的问题，通过改进算法对 PID 参数进行优化。其与齐格勒-尼科尔斯和未修改的遗传算法适应度函数相比，修改后的遗传算法适应度函数

产生的上升时间、调节时间和超调量更优。Yan 等^[18]基于智能控制的直流电机脉冲宽度调制（Pulse Width Modulation, PWM）调速方法，通过构建控制对象的数学模型并仿真，利用直流电机 PWM 双极驱动设计模糊控制器和神经网络控制器。

不同的电机有不同特性，而永磁同步电机（Permanent Magnet Synchronous Motor, PMSM）因具备动态响应迅捷、能量转换效能优异及功率密度高等显著优势，在电驱动系统中被广泛应用^[19-24]。当前，电动汽车领域常用的驱动电机特性可见表 1-1 的总结^[25]，这些特性使得它们成为国内外电动汽车的首选动力组件。

表 1-1 不同类型电机特点对比

	直流电机	异步电机	永磁同步电机	开关磁阻电机
功率密度	低	中	高	较高
转矩性能	一般	好	好	好
转速范围（rpm）	4000-6000	9000-15000	4000-10000	>15000
功率因素	-	82-85	90-93	60-65
峰值效率（%）	85-89	94-95	95-97	85-90
负荷效率（%）	80-87	90-92	85-97	78-86
电机尺寸/质量	大/重	中/中	小/轻	小/轻
可靠性	差	好	优良	好
控制操作性能	最好	好	好	好

但近年来，对于 PMSM 的谐波耦合问题引起学者的广泛关注。Liang 等^[26]针对电动汽车 PMSM 的电流谐波，提出了一种基于谐振控制器的谐波抑制控制方法，采用在 PMSM 矢量控制电流 PI 调节器上并联谐振控制器，削弱控制过程中产生的高次谐波。该方法能有效解决系统在高谐振频率下的稳定性问题。刘进海等^[27]通过注入电流谐波来减少永磁直线同步电机在驱动变流器单相开路故障时的推力波动。通过注入谐波电流和优化推力输出，消除特定谐波并减少耦合变化影响，同时利用多变流器协同控制，有效降低推力波动，提升电机最大输出力。在转矩脉动方面与系统振动方面，Xiang 等^[28]基于 Jeffcott 转子模型，分析了 PMSM 转子系统的刚度特性，并研究了不平衡磁拉力引起的非线性动态行为。通过自由振动和强迫振动研究，揭示了不平衡磁拉力对系统稳定性的影响机制。王

力新等^[29]针对内置式 PMSM, 提出基于转子虚槽等效建模的方案, 并提出优化转子结构降低转矩脉动的方法。通过解析模型、有限元仿真及样机试验, 验证该方法能有效降低转矩脉动。Zhang 等^[30]针对带有外部负载扰动的 PMSM 系统中的突发振荡和分岔机制。建立了具有外部负载扰动的 PMSM 数学模型, 并分析 PMSM 系统突发振荡和分岔机制, 揭示 PMSM 系统在外部负载扰动变化和外特性参数固定时的周期对称折叠、折叠突发振荡和周期延迟抖动振荡过程。Yi 等^[31]在现有磁共能线性 PMSM 模型的基础上, 考虑磁饱和引起的 PMSM 参数(电感、永磁磁通和齿槽转矩)的变化, 并推导包括磁通-电流耦合模型、电压-电流耦合型和转矩-电流耦合模型的谐波耦合模型。

1.2.2 齿轮传动系统研究现状

齿轮传动系统作为机械传动领域中最常见的类型, 在汽车的动力传输系统中扮演着核心角色。但是, 由于在齿轮传动系统中齿侧间隙、齿面摩擦等因素的存在, 导致其成为复杂的强非线性系统^[32-37]。因此, 在电动汽车驱动系统中确保齿轮传动系统安全、可靠且稳定地运行, 对于保障汽车正常运作至关重要。影响齿轮传动系统动态性能的主要因素包括齿轮齿形的结构、几何参数以及静态误差等因素, 同时, 系统内各部件之间的相互作用也对系统的动态响应有着显著的影响。目前, 国内外学者已经在齿轮动力学领域进行了广泛和深入的研究。

任朝晖等^[38]构建风电齿轮箱斜齿轮传动系统多体动力学模型, 揭示多物理场耦合激励下的振动传递机制。通过建立弯扭轴耦合非线性微分方程, 解析时变载荷与几何非线性耦合作用下系统的动态响应特性。研究表明: 扭转振动模态在能量分布中占主导地位, 转速提升引发频域能量扩散效应, 齿轮偏心显著加剧扭转向振动烈度。孙智民等^[39]为研究 2K-H 行星齿轮传动在外扭矩作用下的非线性动力学特性, 建立了考虑齿侧间隙和时变啮合刚度的非线性动力学模型。采用自适应数值积分方法求解, 以 2K-H 行星齿轮减速器为例, 得到了系统在不同条件下的多种稳态响应。分析表明, 齿侧间隙导致行星齿轮传动展现出丰富的强非线性动力学行为。张宇白等^[40]针对变速器斜齿轮传动系统, 采用改进的无质量弹性轴当量抗扭刚度算法, 将其简化为低自由度模型并仿真验证。建立了考虑轴段抗弯刚度差异的盘-轴系统刚度矩阵及运动微分方程, 计算了传动系统的非线性特性。结果显示, 该方法能有效反映系统动力学特性, 揭示齿侧间隙与时变啮合刚度耦合导致的复杂非线性现象。

王三民等^[41]研究发现了齿轮副的非线性振动主要受齿面摩擦、齿侧间隙及时变啮合刚度影响。建立了包含这些因素的直齿轮副动力学模型,采用数值方法求解得到系统的周期和混沌响应。分析发现,摩擦增加了系统的超谐和次谐成分,影响了混沌吸引子的形态,并且可能使系统提前进入但范围减弱的混沌状态。冯婧等^[42]针对含侧隙和时变啮合刚度的非线性齿轮系统,推导了振动功率流时域仿真算法,探讨了影响功率流的主要因素。通过点映射和胞映射方法,分析了参数变化对功率流的影响。Xu 等^[43]提出考虑多对齿啮合状态的非线性直齿轮副动力学模型。通过分析单对齿的接触分析和综合误差,比较基于两种模型的啮合误差、接触比和啮合阻尼对系统动态特性的影响。新模型在接触比和啮合阻尼较大时,能够准确地反映每对齿的动态行为。Chen 等^[44]从齿侧间隙变化的角度分析齿轮动力学图形,采用分形理论表示齿轮间齿侧间隙,并建立齿轮动力学性能与齿面特性之间的间接关系。常乐浩等^[45]为深入研究齿轮副非线性动力学,通过考虑齿轮接触特性与系统振动之间交互作用,提出了一种耦合齿轮瞬态接触分析方法。其研究发现系统振动会影响齿面接触状态,可能导致响应的幅值跳跃等非线性现象,但会增加阻尼和螺旋角可减弱非线性特性。刘长钊等^[46]建立了含齿面摩擦的斜齿圆柱齿轮变速过程动力学模型,适用于变速分析。模型中摩擦系数可变,通过数值计算对比发现,摩擦能降低脱啮临界转速,兼具阻尼和激励作用,影响传动动力学响应,且变摩擦系数与定摩擦系数的响应不同。Sika 等^[47]建立一个同时考虑时变啮合刚度与由发动机转速波动引入的非定常输入转矩变化的单自由度齿轮模型,该模型通过使用 Newmark 法求解单值矩阵,分析了相关参数激励系统的稳定性。

1.2.3 机电耦合动力学研究现状

随着电动汽车的普及和发展,近年来,关于电驱动系统动力学研究受到了许多学者广泛的关注^[48-50]。电动汽车驱动系统中各个子系统之间存在多物理过程、多参数的复杂耦合关系,是典型的机电耦合系统^[51-53]。整个系统的动态特性与各个子系统之间的耦合关系以及系统输入紧密关联,当系统振动频率与子系统振动频率接近时,发生的共振将影响系统的稳定性、可靠性,降低系统传动精度^[54,55]。

在机电耦合领域,张强等^[56,57]探究刮板输送机的动态特性,构建了综合考虑机械与电气参数相互作用的机电耦合动力学模型。此模型旨在分析多种工况下(包括倾斜角度的调整、扭矩的波动以及速度的变化)对整个机电耦合系统动态

行为的具体影响。毛钰等^[58,59]研究针对电动汽车的电动轮系统,构建了一个机电耦合的动力学模型,以探讨电磁激励如何影响轮毂驱动系统的振动特性,并通过台架试验验证了模型的准确性。巩子臣等^[60]针对机床进给系统的机电耦合动态性能分析问题,提出模态缩减法以兼顾计算效率和精度。通过构建机电耦合模型并验证其有效性,优化了精密机床进给系统的动态特性,显著提升了定位精度和响应效率,降低了轴向振幅。莫帅等^[61]为探究机器人关节的动态特性,建立了机电耦合动力学模型,考虑了传动系统刚度、电机电磁特性及齿侧间隙等因素。模型分析了启动、冲击及正反转等非稳态过程,结果显示电机与传动系统在启动时会受冲击,尤其在达到设定转速时有明显反冲,低速级齿轮受外部冲击影响最大。Bai 等^[62]建立鼠笼电机-行星齿轮传动磁-机耦合动力学模型,集成非线性磁导网络与转子弯扭耦合建模方法,揭示槽谐波激励与磁饱和效应对系统多模态振动的作用机制。通过对比动态电机模型与磁导网络模型的响应差异,阐明机电耦合效应对能量传递路径的影响规律。该模型可有效辨识电压不对称工况下的特征频带偏移现象。Yi 等^[63]为探究机电相互作用机制,建立了电驱动多级齿轮系统动态模型,研究了电磁效应对齿轮箱自然振动特性的影响。对比了机械信号与电信号的频谱特性。结果表明,磁场为齿轮箱引入了新的振动模式,改变了各部件的低频扭转振动特性。于蓬等^[64]针对电动汽车动力总成系统建立考虑电磁-机械综合激励下的刚柔耦合模型,并进行振动特性仿真与实验验证。

Zhou 等^[65]基于伺服驱动系统的耦合分析,构建了系统的全局机电耦合关系图及永磁同步电机-精密齿轮传动子系统的局部机电耦合关系图。Ge 等^[66]针对电动汽车动力总成系统主要研究电流谐波激励下的机电耦合振动特性分析,结果表明系统存在机电耦合效应,并且会加重机械系统的振动状态。刘长钊等^[67]提出一种适用于变工况的一体化电动汽车动力总成系统机电耦合模型,重点研究系统在不同工况下各种激励对系统动态特性的影响。Liu 等^[68]建立四自由度五阶线性扭转振动模型,并分析了频率特性。提出前馈与反馈结合的自适应控制结构,以减少加速度损失和抖动振动,增强系统鲁棒性。建立非线性多约束优化模型解决设计空间内的最优控制变量问题,并讨论其分布及扩展应用。Hu 等^[69]建立含 PMSM 和斜齿轮减速器的集成电力驱动系统 (Integrated Electric Drive System, IEDS) 瞬态动力学模型。基于该模型,模拟分析了 IEDS 的机械系统与电气系统间的相互作用。为抑制快速加速时突发电磁转矩引起的机械部件动态载荷,提出了主动阻

尼控制策略 (Active Damping Control Strategy, ADCS)。结果表明, ADCS 能有效降低快速加速时的传动系扭转振动, 减小齿轮啮合力和位移、电机轴和 IEDS 输出轴的最大动态载荷。

1.2.4 键合图研究方法及研究现状

电驱动系统是一个多能域复杂系统, 其各子系统间存在着复杂且多样的多物理过程与参量耦合现象。在传统的建模方法所建立的数学模型针对系统静态和动态特性方面反映并不完善。由美国麻省理工学院的 Paynter 等^[70]根据能量守恒原理提出键合图理论, 能够以统一形式对多能域系统进行建模。其能够通过图形方式简明揭示系统的动力学特性, 在模型中能直接列出系统状态方程。

王涛等^[71]构建电动汽车电机驱动系统模型, 该模型主要由键合图理论进行建模, 并根据模型推导状态方程并进行仿真分析, 结果表明键合图法不仅对系统进行动态数字建模的有效工具, 且能较好反省系统动态特性和性能。Dridi 等^[72]运用键合图法建立了轮毂驱动系统模型和基于脉宽调制技术的控制系统模型, 在 20-sim 软件中将两模型进行耦合并仿真, 结果表明了键合图法的性能和效率。Soldo 等^[73]建立了城市客车的后向动力学和前向动力学动力系统模型进行了基于键合图的建模和能量平衡分析, 结果表明在系统发生动力系瞬态相关损失主要是 (Forward-Looking, FWD) 模型与 (Backward-Looking, BWD) 模型能耗差异的原因。近年来, 键合图理论广泛应用在各个领域的建模分析中。

唐进元等^[74]基于键合图理论, 建立考虑间隙、摩擦、时变啮合刚度等因素的齿轮传动动力学键合图模型, 并通过 20-sim 软件对模型进行仿真, 仿真结果表明运用键合图建立模型与牛顿法建立模型一致。Luo 等^[75]根据键合图理论建立行星齿轮组非线性动力学模型, 并对键合图模型推导系统状态方程, 验证了键合图模型在模态分析中的应用。Zhou 等^[76]建立行星齿轮系统精确键合图模型, 并采用数值模拟方法建立齿轮系统仿真模型, 验证了键合图法能够建立系统精确动力学模型。周伟等^[77]采用键合图的建模方法, 建立复杂伺服传动系统耦合模型, 并运用 20-sim 软件进行仿真分析, 结果表明系统负载阻尼过大会影响系统动态性能。Gonzalez 等^[78]利用键合图对由叶片、永磁同步发电机、三相整流器等组成的风电机组进行建模, 对模型进行仿真, 并通过实验对模型进行验证, 证明键合图模型是一种多能域统一表示方法。王中双等^[79]为提高含铰间隙平面连杆机构动力学建模与仿真的效率与可靠性, 采用向量键合图法建立相应模型。该方法通过

特定元件描述旋转铰间隙，并解决了微分因果环问题。高海鸥等^[80]应用键合图理论构建混合动力系统多能域耦合模型，通过系统仿真揭示多动力源耦合工况能量传递路径畸变机制，精准解析弹性与柔性耦合引发的动态扰动特性。胡均平等^[81]建立混合动力汽车驱动系统中的驱动电机、发动机、电容、动力耦合装置、车身以及底盘等部件建立键合图模型，随后推导出系统的数学模型，并于传统建模方式比较，验证了键合图法的灵活性和可靠性。

1.3 本文的主要研究内容和章节安排

1.3.1 研究内容

本文的研究工作是结合安徽省自然科学基金“多误差激励下的电动汽车高速传动系统多场耦合振动特性研究”（项目编号：2108085ME169）项目开展。本文以纯电动汽车驱动系统这一多能量域耦合系统为研究对象，针对该系统中跨域动态交互机制不明确、传统分析方法难以有效揭示其复杂动力学特性的问题，采用键合图这一图形化建模方法，围绕电动汽车动力系统、齿轮传动系统与车轮差速装置的模型建立和分析展开研究。本文主要的研究内容与技术路线如图1-3所示。

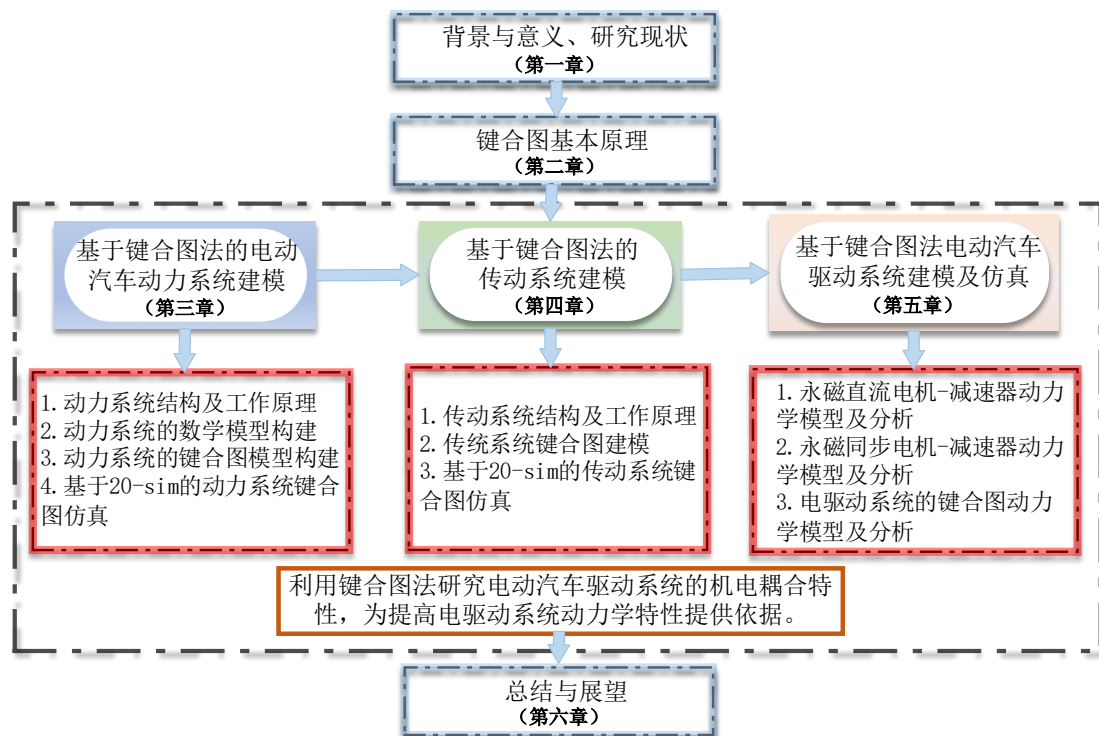


图 1-3 主要技术路线

本文研究内容主要包括电源逆变器、驱动电机、齿轮传动与车轮差速装置的键合图建模与模型验证，以及分析时变啮合刚度、齿面摩擦、转速波动与负载变

化等因素对整个系统的影响。通过多能域仿真平台仿真分析，揭示了非线性因素对电动汽车驱动系统的影响以及探究系统动力学特性。

1.3.2 章节安排

第 1 章：绪论。阐述研究课题来源及研究意义、研究现状。本章分析了相关的参考文献，分别概括了电机动力学建模、齿轮传动系统、机电耦合动力学研究以及电驱动系统的键合图理论研究进展，并构建了本文的研究框架。

第 2 章：键合图基本原理。本章系统阐述键合图理论的多能域建模方法，重点解析其核心建模元素、规范化符号体系及拓扑结构扩展原理，并揭示键合图在复杂系统能量流表征中的独特优势。阐明了键合图建模是机电耦合系统动态特性研究的一种有效的跨学科分析工具。

第 3 章：基于键合图法的电动力系统建模。电动驱动系统作为纯电动汽车的关键部件，对保证车辆平稳高效地运行起着至关重要的作用。主要对 PMSM 以及逆变器进行键合图模型的建模，并建立其数学模型，最后通过 20-sim 软件进行仿真分析。

第 4 章：基于键合图法的传动系统建模。在电动汽车运行过程中，传动系统具有非常重要的作用，其效能与可靠性直接关系到车辆的整体性能表现。本章建立齿轮传动系统以及差速系统的键合图模型，并分析时变啮合刚度、齿侧间隙等非线性因素对系统的影响。

第 5 章：基于键合图法电动汽车驱动系统建模及仿真。电动汽车在运行过程中受多种非线性因素的影响。本章主要建立永磁直流电机-减速器、PMSM-减速器、纯电动汽车驱动系统的键合图模型，并进行动力学分析。

第 6 章：总结与展望。电动汽车驱动系统为研究的主体对象，本章总结了对电动汽车驱动系统所开展的研究工作，并对本课题更深层次的研究内容进行展望。

第2章 键合图基本原理

现在的工程系统通常不是单一的系统，而是由机械系统、电气系统、和液压系统等多个系统相互耦合实现一定的功能^[82-84]。这种耦合现象使得系统表现出复杂的动力学特性，并且整个系统的动态特性与各个子系统的输入之间产生密切关联。传统的系统分析方法，往往从单一能域的系统来建立数学模型，对多能域并存的工程系统建模具有一定的局限性^[85,86]。

键合图理论作为多能域工程系统动态解析的方法，其基于能量守恒原理的多能域统一建模优势已在机电、热流、生化等复杂系统研究中形成完备的方法论体系。该方法通过拓扑结构映射与因果约束分析实现系统能量流的可视化表征。相较于传统建模方法，键合图法特有的功率键合特征与因果赋定机制，该方法不仅保留系统的物理结构，还可以直接在系统的键合图模型上分析系统性质。能够根据键合图元的特征方程以及因果关系列写系统状态方程。为多物理场耦合系统的动态特性解析与能量传递路径优化提供了普适性分析框架。因此，本章主要介绍键合图的基本理论、键合图的基本元件，以及键合图的增广与基于键合图的系统建模方法。

2.1 键合图的基本理论

键合图理论是一种基于能量守恒的图形化建模方法，适用于多能域共存的复杂系统建模问题^[87-91]。键合图理论中的符号和信息流也表达系统中功率的传递、转换、存储和耗散原理。在一些含有“机、电、液”的系统中，尽管不同学科描述的是不同领域的物理量，具有不同的物理量纲，但是功率和能量的物理量纲及其流动转化规律是一致的。因此，系统键合图根据能量守恒的原则，通过键将键合图元连接起来，并用规定的符号、线段构成图形以及信息流向等，有规律的建立系统模型，并进行系统的仿真与分析。

在工程系统中，系统根据能量守恒的原理将基本元件通过一定的方式用系统的符号来表示，并且表达系统之间的能量传递，称为系统键合图。键合图理论中运用键合图元表示各能域中理想元器件，各个键合图元间代表能量流动的地方称为通口，通口与通口之间通过直线或者折线连接，称之为键。键的表示符号如图

2-1 所示。键用来传递键合图元之间功率的流动，在没有键连接的键合图元的端口上没有能量的流动，此外，在有功率流动的键称为功率键，如图 2-1 (a) 所示。在没有功率流动只传递信号的键称为信号键，如图 2-1 (b) 所示。

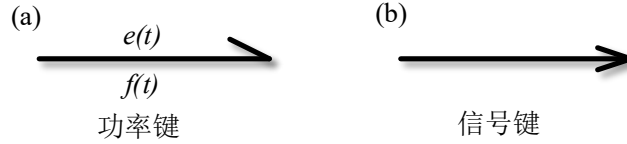


图 2-1 功率键和信号键表示符号

功率键上的半箭头代表功率流动的正方向，每一根键都代表一对势变量和流变量，信号键不传递功率，只代表信号的传递，并且使用全箭头代表信号传递的方向。键合图理论基于统一能量视角，将多领域物理量整合为势、流、广义动量及位移四类基本变量。四种广义变量在不同领域对应的变量如表 2-1 所示。

表 2-1 广义变量与不同领域变量对比关系

广义变量	机械变量	电变量	液压变量
势变量 $e(t)$	转矩 T	电压 u	压力 P
流变量 $f(t)$	角速度 ω	电流 i	流量 Q
广义动量 $p(t)$	角动量 h	磁通链 ϕ	压力动量 λ
广义位移 $q(t)$	位移 x	电荷 q	体积 v

系统功率可由势变量和流变量表示，其公式如下：

$$p(t) = e(t)f(t) \quad (2-1)$$

由上式可知，势与流因能量传输特性被统称为功率变量，而广义动量及位移则通过数学积分分别表征势的时间累积效应与流的持续作用量。其公式为：

$$\begin{cases} p(t) = \int e(t)dt \\ q(t) = \int f(t)dt \end{cases} \quad (2-2)$$

键合图理论中，动量与位移参量作为能量状态变量。其守恒特性在系统建模中表征为这两类变量的时域积分关系。因此键合图中键的能量 $E(t)$ 可以表达为：

$$E(t) = \int e(t)f(t)dt \quad (2-3)$$

根据式 (2-1) 和 (2-2) 可以得出：

$$\begin{cases} e(t)dt = dpt \\ f(t)dt = dqdt \end{cases} \quad (2-4)$$

根据式 (2-3) 和 (2-4) 可以得出:

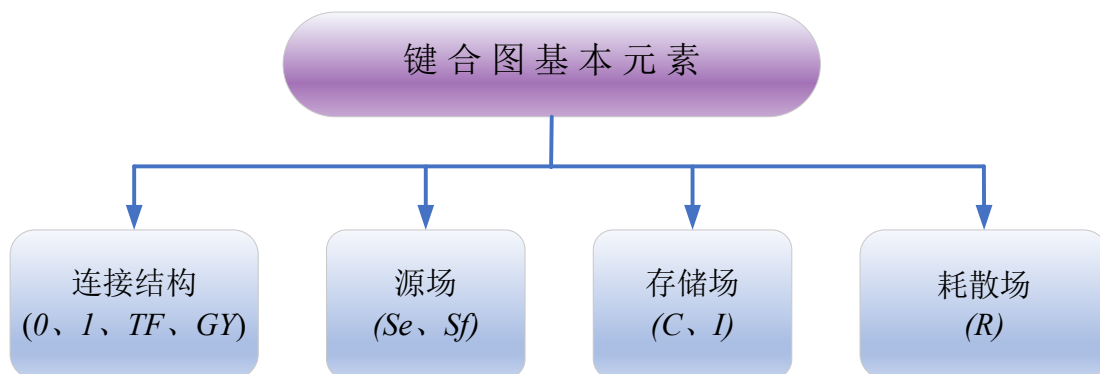
$$\begin{cases} E(t) = \int f(t)dpt \\ E(t) = \int e(t)dqdt \end{cases} \quad (2-5)$$

2.2 键合图基本元件

尽管实际系统常为涉及多种能量范畴的多能域复杂系统,且各范畴的理想元件各异,但系统间仍存在共通物理性质。键合图元作为键合图法的基本构成,能表征不同能域中具有相同物理特性的理想元件。依据元件键的数量,这些基本元件分为一通口、二通口及多通口元件。通过组合这些元件,可以展示系统中能量的存储、转化、传输及耗散等多种情况。

键合图理论支持基于端口的建模,遵循能量守恒的原理。在建模过程中,键合图元可表征系统中的理想元件,因此,在键合图理论中,运用几种基本的元件以及能量守恒的原理就可以统一地表示多能域系统的模型。

键合图基本元素如图 2-2 所示,包括连接结构、源场、存储场、耗散场四个方面。连接结构包括 0 结、1 结、变换器 TF 、回转器 GY 等元件;源场包括势源 Se 和流源 Sf ;存储场包括容性元件 C 和惯性元件 I ;阻性元件 R 为耗散场。



2.2.1 一通口元件

一个单通口元件在键合图中表现为仅具有一个功率接口,由一对势与流变量构成。一通口键合图元如表 2-2 所示。

(1) 阻性元件

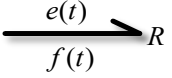
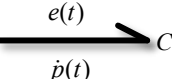
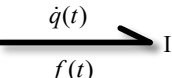
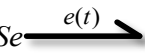
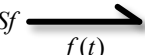
阻性元件在键合图法中表示能量的耗散阻性元件特征方程为:

$$e(t) = R_0 f(t) \quad (2-6)$$

式(2-6)为线性阻性元件, R_0 通常为常数。当 R_0 为非线性函数时, 特征方程为:

$$e(t) = \varphi_R f(t) \quad (2-7)$$

表 2-2 一通口键合图元

通口	元件	表示符号	作用
一通口	阻性元件 R		耗能元件
	容性元件 C		容性效应元件
	惯性元件 I		惯性效应元件
	势源 Se		外界对系统势的作用元件
	流源 Sf		外界对系统流的作用元件

(2) 容性元件

容性元件用于描绘系统中势与广义位移之间关系的物理效应, 它在电路中常代表电容, 在机械系统中则对应弹簧等, 属于能量守恒的组件。容性元件势与流的关系方程如式(2-8)所示。

$$\begin{cases} e(t) = e(0) + \frac{1}{c_0} \int f(t) dt \\ e(t) = e(0) + \varphi_c \int f(t) dt \end{cases} \quad (2-8)$$

式中, c_0 代表线性权重系数, φ_c 代表容性非线性元件的势流关系, $e(0)$ 表示容性元件在零时刻的势。

(3) 惯性元件

键合图中的惯性元件, 在电路中可体现为电感, 在机械系统中则表现为质量块, 同样遵循能量守恒原则。惯性元件势与流的关系方程如(2-9)所示。

$$\begin{cases} f(t) = f(0) + \frac{1}{I_0} \int e(t) dt \\ f(t) = f(0) + \varphi_l \int e(t) dt \end{cases} \quad (2-9)$$

式中, I_0 是联系惯性元件流和广义动量的线性惯量参数, φ_l 为非线性参数, $f(0)$ 是惯性元件在零时刻的流。

(4) 势源和流源

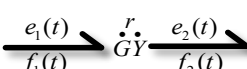
一通口的有源元件可以分为势源 (Se) 和流源 (Sf), 其元件符号如表一所示。势源和流源的特征方程如式 (2-10) 所示。

$$\begin{cases} e(t) = Se \\ f(t) = Sf \end{cases} \quad (2-10)$$

2.2.2 二通口元件

二通口元件具有两根键, 能在系统中实现能量的传递与交换, 在交换能量的过程中没有能量的损失。常见的二通口元件包括变换器 TF / MTF 和回转器 GY / MGY 。二通口键合图元如表 2-3 所示。

表 2-3 二通口键合图元

通口	元件	表示符号	作用
二通口	变换器 TF		描述势对势、流对流的变换关系元件
	回转器 GY		描述势与流变换关系的元件

(1) 变换器

变换器 TF 用来描述系统变量之间的变换关系, 其表示符号如表 2-3 所示, 变换器作为二通口的无源键合图元, 其特性方程为:

$$\begin{cases} e_2(t) = m e_1(t) \\ m f_2(t) = f_1(t) \end{cases} \quad (2-11)$$

式中, m 称为变换器模数。其值可以为常数或者变量, 用来表示系统中变压器、液压缸和减速器等。

(2) 回转器

回转器 GY 所反映的是势和流之间的交叉比例关系。其表示符号如表 2-3 所示, 回转器的特性方程如下:

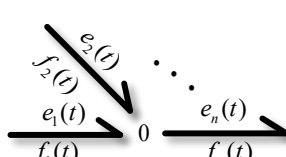
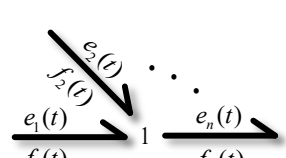
$$\begin{cases} e_2(t) = rf_1(t) \\ rf_2(t) = e_1(t) \end{cases} \quad (2-12)$$

式中，参数 r 是回转器的模数。其值可以是常数或者变量，通常用来表示系统中直流电机等。

2.2.3 多通口元件

多通口元件包括共势结和共流结，并且遵循能量守恒定理，即从通口输出的功率和输入的功率相等。多通口键合图元如表 2-4 所示。

表 2-4 多通口键合图元

通口	元件	表示符号	作用
多通口	共势结（0 结）		连接数值相等势 变量元件
	共流结（1 结）		连接数值相等流 变量元件

（1）共流结

共流结（1 结）为多通口元件，可以连接多个键，且由 1 结连接的各个键上的流变量相等。 n 通口 1 结表示符号如表 2-4 所示。共流结特征方程如下所示：

$$\begin{cases} f_1(t) = f_2(t) = \dots = f_n(t) \\ \sum_{i=1}^n a_i e_i(t) = 0 \end{cases} \quad (2-13)$$

式中， n 为通口数， a_i 是功率流向系数。在建模中串联电路等可以用共流结表示。

（2）共势结

共势结（0 结）为多通口元件，在建模中可以连接多个键，由 0 结连接的键上势变量相等。 n 通口共势结表示符号如表 2-4 所示，共势结特征方程如下所示：

$$\begin{cases} e_1(t) = e_2(t) = \dots = e_n(t) \\ \sum_{i=1}^n a_i f_i(t) = 0 \end{cases} \quad (2-14)$$

式中， n 为通口数， a_i 是功率流向系数，建模过程中并联电路等可用共势结表示。

2.3 键合图的增广

键合图的增广主要包括对键合图元进行编写键号、标注功率间的流向和彼此间的因果关系。键合图增广能够规则化的对系统状态方程进行求解。

(1) 编键号

为了使系统中的物理变量和元件具有辨识度以及更容易表达,可对键合图中的键进行编号,编号一般从有源键合图元开始,并且从数字 1 开始连续编号。

(2) 标注功率方向

键合图在一定含义上是功率流图,功率方向的标注能够详细反应系统功率的存储、消耗、输入等。在键合图中键上半箭头的指向即为功率流的正方向。其基本标注原则是将键上能量流动占优势的方向定为正方向。

(3) 键合图因果关系

键合图因果关系由短划线表示,称为因果划。其决定元件采用何种因果关系,即元件的输入输出关系。在功率键上的势和流一个作为输入那么另一个则作为输出。一通口元件因果关系及静态关系表达式如表 2-5 所示。

表 2-5 一通口元件因果关系及静态关系表达式

元件	类型	因果形式	静态关系表达式
势源	势源	$Se \longrightarrow$	$e(t) = E(t)$
流源	流源	$Sf \longleftarrow$	$f(t) = F(t)$
阻性元件	阻抗型	$\longleftarrow R$	$e(t) = \varphi_R f(t)$
	导纳型	$\longrightarrow R$	$f(t) = \varphi_R^{-1} e(t)$
容性元件	积分型	$\longleftarrow C$	$e(t) = \varphi_c (\int f(t) dt)$
	微分型	$\longrightarrow C$	$f(t) = \frac{d}{dt} \varphi_c^{-1} e(t)$
惯性元件	积分型	$\longleftarrow I$	$f(t) = \varphi_I (\int e(t) dt)$
	微分型	$\longrightarrow I$	$e(t) = \frac{d}{dt} \varphi_I^{-1} f(t)$

2.4 键合图的优点及建模流程

2.4.1 键合图的特点

键合图建模方法在国内外的各个领域都得到了广泛的应用,键合图理论在多能域复杂系统动态分析的建模和研究中起到了重要作用。键合图理论相较于其他系统动力学建模方法相比具有许多优点,如图 2-3 所示。

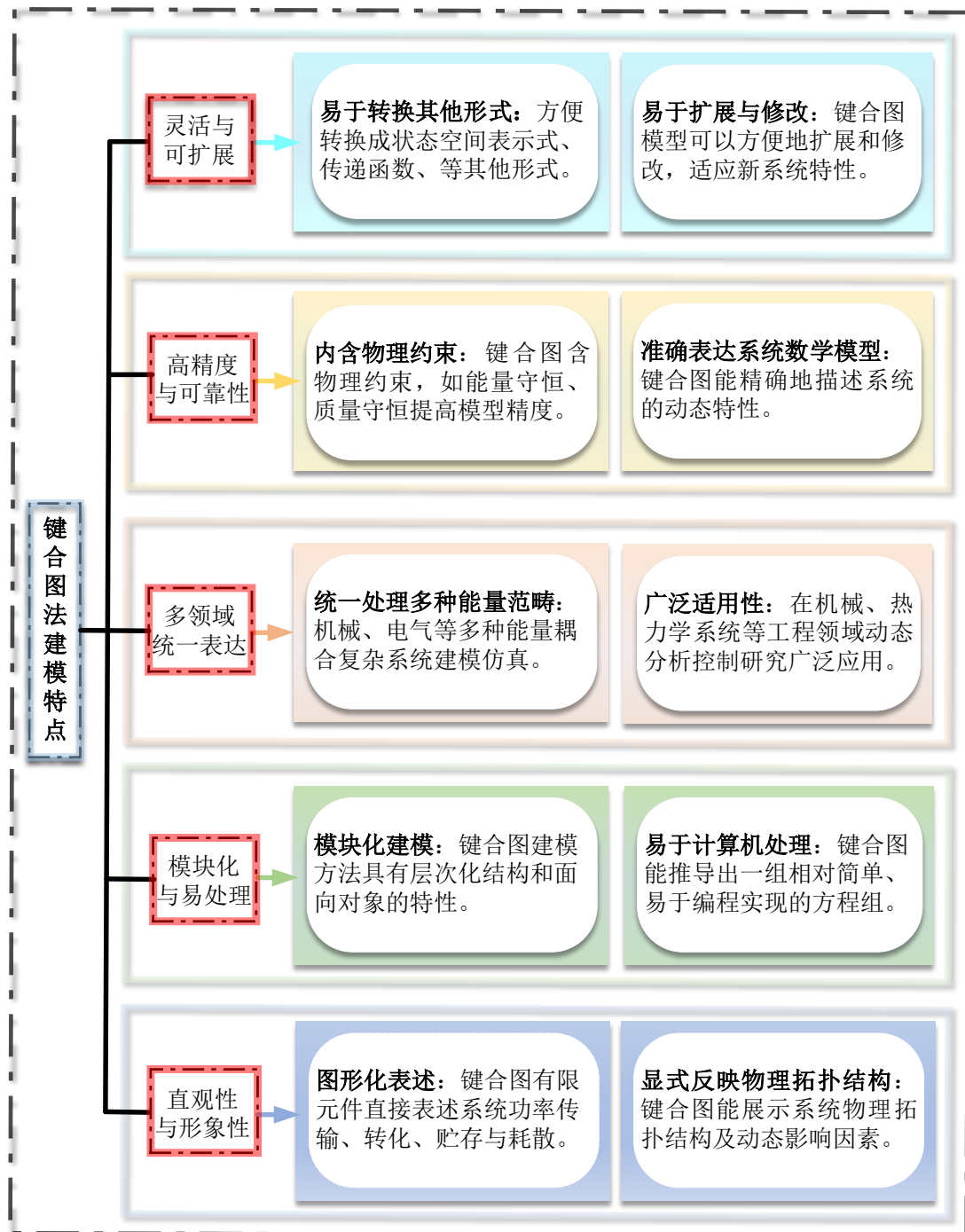


图 2-3 键合图法建模特点

键合图作为一种系统建模与仿真方法具有多个显著优势。键合图通过图形化的方式能够清晰地反映系统的物理拓扑结构,便于分析人员理解系统的动态行为。其模块化建模方法增强了模型的易建性,同时易于计算机处理。此外,键合图能够统一处理多种能量范畴的复杂系统,具有广泛的适用性。在建模过程中,键合图内含物理约束,能够准确表达系统的数学模型。最后,可方便地转换成其他形式,易于扩展与修改。这些优势使得键合图在多个工程技术领域的动态分析与控制研究中得到了广泛应用。

2.4.2 基于键合图的电驱动系统建模流程

电动汽车驱动系统作为电动汽车的关键子系统,为了能够对其进行精确分析,建立能够反应系统真实动态特性的高精度动力学模型显得尤为重要。传统的建模方法建模原理简单,但是建模过程的直观性并不高,尤其对于多领域建模过程会更加复杂,导致对具有复杂耦合关系的电动汽车驱动系统进行精确建模难度比较大。而通过键合图理论不仅能够以图形元件的形式对系统建模,并且键合图理论不依赖系统的具体结构,通用于具有相似功率传递关系的系统,具有较强的结构适应性,适用于多领域系统建模。在利用键合图法对电动汽车驱动系统进行机电耦合建模之前,首先要制定系统流程,本文的建模流程如图 2-4 所示。

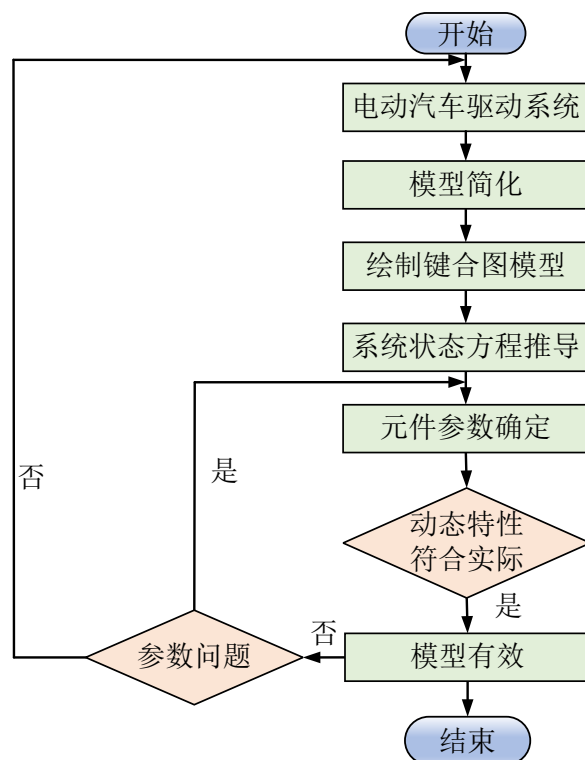


图 2-4 键合图建模流程图

2.5 本章小结

本章系统地介绍了键合图的基本原理及其在多领域系统建模中的应用,重点分析键合图的基本元件、常用术语、增广方法以及建模流程。键合图作为一种基于能量守恒原理的图形化建模方法,通过理想元件的组合,能够有效描述多能域耦合系统的动态特性,克服了传统单一能域建模方法的局限性。本章详细阐述了键合图的基本元件,包括容性元件、惯性元件、转换器、回转器等,并介绍了如何通过增广方法实现复杂系统的建模。此外,本章还对比分析了相关文献中开关键合图的建模方法,进一步探讨了键合图在系统分析中的优势,如保留物理结构、便于状态方程推导等。最后,本章对键合图建模平台 20-sim 软件进行了全面介绍,展示了其在多领域系统建模与仿真中的强大功能。验证了键合图理论在动态仿真中的工程实用性,为多能域耦合系统的建模与控制研究提供了有效的理论工具和方法论支撑。

第 3 章 基于键合图法的电动汽车动力系统建模

近年来,电动汽车的日益普及与发展促使电动汽车动力系统动力学研究成为众多学者关注的焦点。电动汽车动力系统是涉及多能量域的复杂系统,其子系统间存在复杂的多物理过程和多参量耦合。传统建模方法在反映系统静态和动态特性上取得了许多进展^[92,93],但仍存在直观性不够和耦合处理难度较高等不足,且对于多物理系统和多能域系统的处理较为复杂。键合图理论,基于功率守恒原理,为系统建模提供了新方法^[94,95]。该理论不仅能以图形化方式直观展现系统的动力学特性,还能有效整合处理多能域耦合问题,直接在模型中列出系统状态方程。

由于电动汽车动力系统是非线性强耦合和多变量的复杂研究对象。为了研究其机电耦合动力学特性,本章采用键合图方法对电动汽车动力总成系统进行建模。在模型中综合考虑电气部分等因素的影响,通过 20-sim 软件仿真了系统在不同参数下的动力学特性。

3.1 电动汽车动力系统工作原理及数学模型

3.1.1 永磁直流电机工作原理及数学模型

永磁直流电机不仅成本低,而且控制简单,因此在工业上应用非常广泛。永磁直流电机结构图如图 3-1 所示。

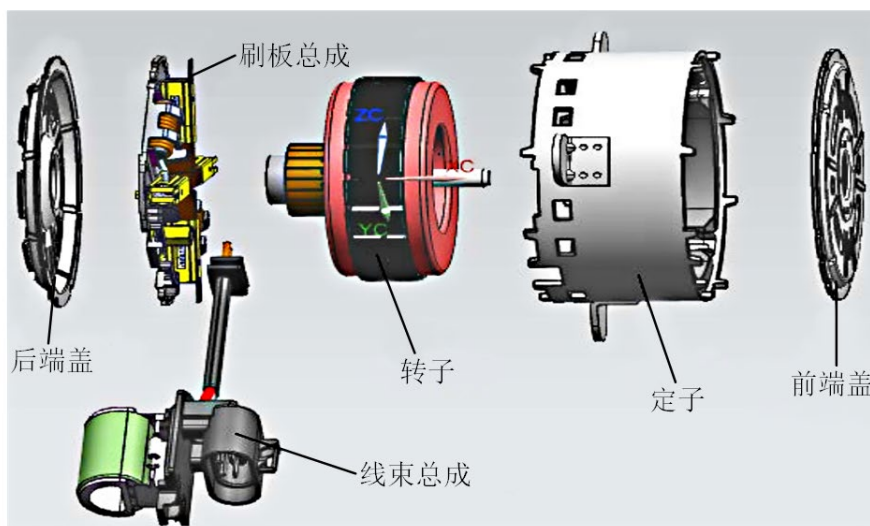


图 3-1 永磁直流电机结构图

永磁直流电机结构主要由后端盖、刷板总成、线束总成、转子、定子、前端盖等部件组成。永磁直流电机的部件可以分为转子、定子、机械结构、供电部分四大类，其中转子即为电枢，定子负责产生磁场。

永磁励磁机电系统采用永磁体构建静态励磁场，其核心特征在于通过机械换向装置实现动态电路重构。图 3-2 直观展示了直流电机的工作原理。

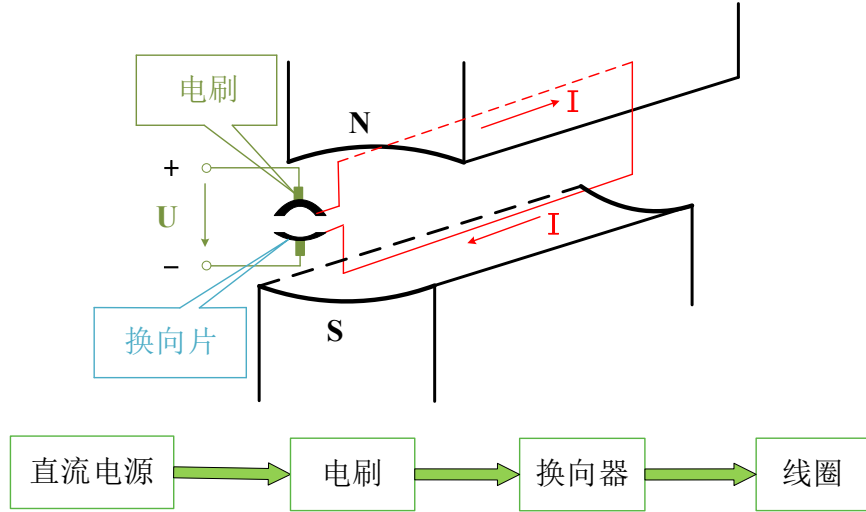


图 3-2 永磁直流电机工作原理图

永磁直流电机是典型的多能域系统。其中电气部分可等效为简单的穿行电路。直流电机等效电路如图 3-3 所示。

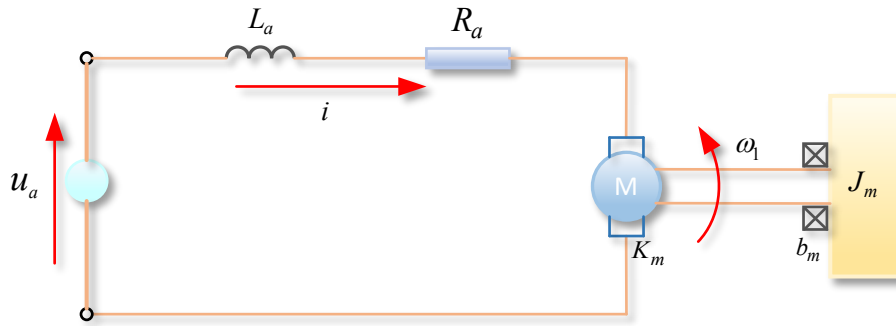


图 3-3 直流电机等效电路图

该电路由电源电压 u_a 、电枢线圈电感 L_a 、电枢电阻 R_a 、电动势系数 K_m 、轴承阻尼系数 b_m 、转子转动惯量 J_m 组成。

其电枢回路方程可以表示为：

$$u_a = R_a i + L_a \frac{di}{dt} + E_b \quad (3-1)$$

式中， i 是电枢电流， $E_b = K_m \omega_1$ ， ω_1 是电机角速度。

电机机械运动方程可以表达为：

$$T_e = J_m \frac{d\omega_1}{dt} + b_m \omega_1 \quad (3-2)$$

式中, T_e 是电磁转矩, 其值为转矩常数与电流的乘积, 且表达式可以写为 $T_e = K_t i$, K_t 是转矩常数。

将电磁转矩方程 $T_e = K_t i$ 入机械方程, 可以得到:

$$K_t i = J_m \frac{d\omega_1}{dt} + b_m \omega_1 \quad (3-3)$$

结合电枢回路方程和机械方程, 可以得到描述直流电机动态行为的方程组:

$$\begin{cases} u_a = R_a i + L_a \frac{di}{dt} + K_m \omega_1 \\ K_t i = J_m \frac{d\omega}{dt} + b_m \omega_1 \end{cases} \quad (3-4)$$

这些方程描述了直流电机的电气和机械动态特性。

3.1.2 永磁同步电机工作原理及数学模型

永磁同步电机主要由定子、转子及气隙等部分组成, 内置式永磁同步电机自启动和调速性能高。且本身过载能力好。因此, 电动汽车常采用内置式永磁同步电机。磁同步电机绕组如图 3-4 所示。

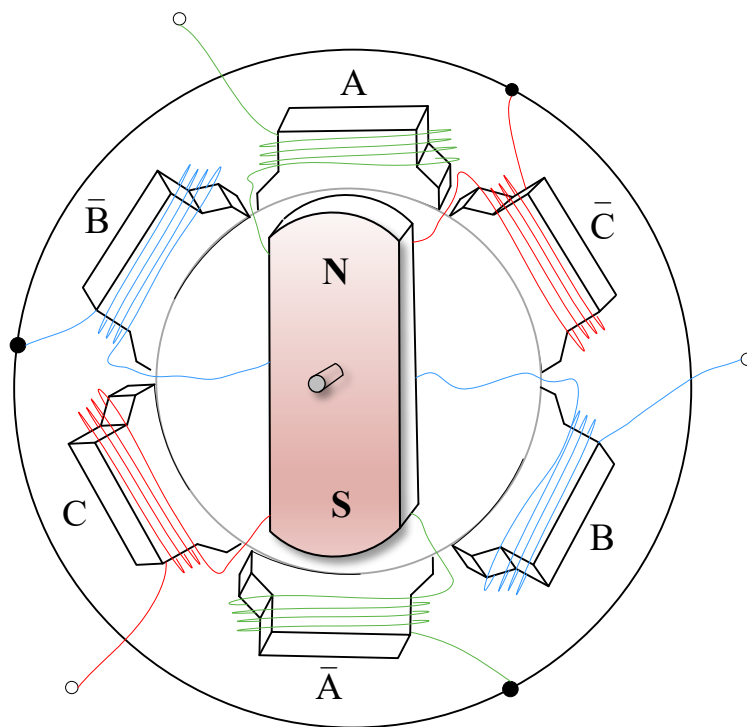


图 3-4 永磁同步电机绕组

由于 PMSM 转子使用永磁体绕组，因此，其效率和稳定性比采用励磁绕组的电机具有明显改善。基于电磁感应和永磁体磁场的相互作用。PMSM 运行原理如图 3-5 所示。

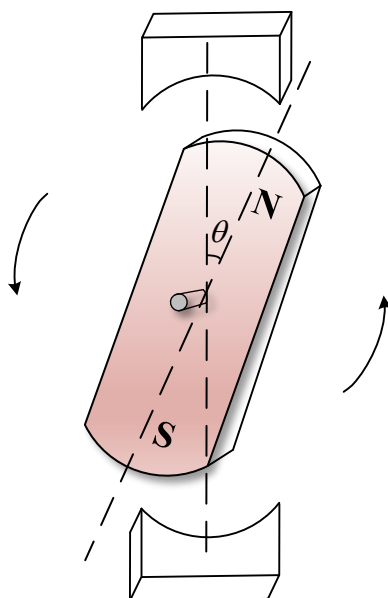


图 3-5 PMSM 运行原理图

图 3-6 展示了一个 PMSM 结构模型。该模型的电机极对数为 3，定子部分由 ABC 三相绕组构成。

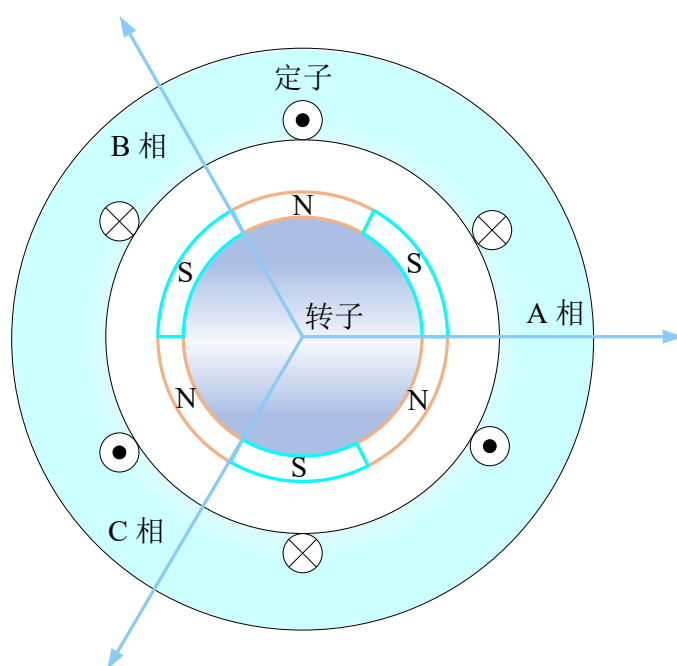


图 3-6 PMSM 结构模型

图 3-7 所示为 PMSM 三相定子绕组的等效电路模型。当三相交流电源接入时，定子绕组产生的旋转磁场与永磁体磁场形成电磁耦合效应，由此产生的磁拉力驱动转子实现机电能量转换。在模型中三相定子采用 Y 形接线方式。

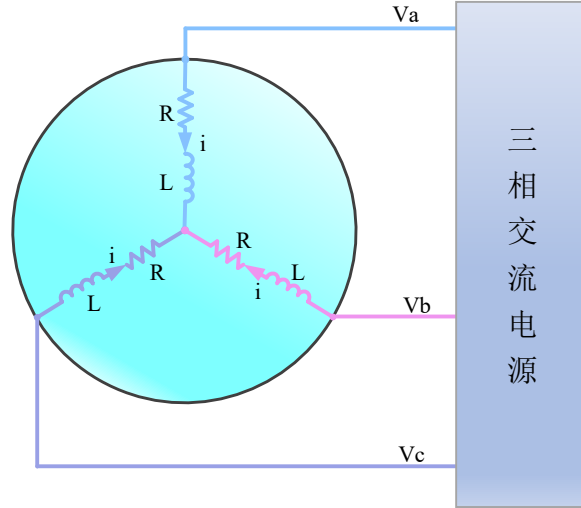


图 3-7 PMSM 定子绕组等效电路模型

PMSM 定子绕组两端的电压方程如下：

$$\begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \varphi_a \\ \varphi_b \\ \varphi_c \end{bmatrix} \quad (3-5)$$

式中， $[u_a \ u_b \ u_c]^T$ 、 $[i_a \ i_b \ i_c]^T$ 分别为定子三相绕组相电压和相电流矩阵， R_s 为三相绕组相电阻 $\varphi = [\varphi_a \ \varphi_b \ \varphi_c]^T$ 为转子磁场到定子绕组的磁链矩阵。

在 PMSM 中，定子绕组中的电感可由以下方程计算：

$$\begin{cases} L_{aa} = L_s + L_m \cos(2\theta_e) \\ L_{bb} = L_s + L_m \cos\left(2\left(\theta_e - \frac{2\pi}{3}\right)\right) \\ L_{cc} = L_s + L_m \cos\left(2\left(\theta_e + \frac{2\pi}{3}\right)\right) \\ L_{ab} = L_{ba} = -M_s - L_m \cos\left(2\left(\theta_e + \frac{\pi}{6}\right)\right) \\ L_{ac} = L_{ca} = -M_s - L_m \cos\left(2\left(\theta_e - \frac{\pi}{6}\right)\right) \\ L_{cb} = L_{bc} = -M_s - L_m \cos\left(2\left(\theta_e + \frac{5\pi}{6}\right)\right) \end{cases} \quad (3-6)$$

式中, L_{aa}, L_{bb}, L_{cc} 为自感, $L_{ab}, L_{ac}, L_{ba}, L_{bc}, L_{ca}, L_{cb}$ 分别为的互感, L_s 为三相定子自感, L_m 为定子电感幅值 M_s 为定子互感, 该值为定子绕组间的平均互感, θ_e 为电机的电气角度, 其与机械角度的关系如下:

$$\theta_e = p \cdot \theta_r \quad (3-7)$$

式中, θ_r 为机械角速度, p 为电机极对数。当 $\theta_e = 0$ 时, 连接绕组 a 的永磁体磁通量最大, 当 $\theta_e = 90^\circ$ 时永磁体磁通量最小, 其值为 0。因此, 转子永磁体磁通量表达式如下:

$$\begin{bmatrix} \varphi_{am} \\ \varphi_{bm} \\ \varphi_{cm} \end{bmatrix} = \varphi_m \begin{bmatrix} \cos(\theta_e) \\ \cos\left(\theta_e - \frac{2\pi}{3}\right) \\ \cos\left(\theta_e + \frac{2\pi}{3}\right) \end{bmatrix} \quad (3-8)$$

式中, φ_m 为永磁体磁链。

PMSM 定子磁链方程如下:

$$\begin{bmatrix} \varphi_a \\ \varphi_b \\ \varphi_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{aa} & L_{ab} & L_{ac} \\ L_{ba} & L_{bb} & L_{bc} \\ L_{ca} & L_{cb} & L_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varphi_{am} \\ \varphi_{bm} \\ \varphi_{cm} \end{bmatrix} \quad (3-9)$$

式中, $[\varphi_{am} \ \varphi_{bm} \ \varphi_{cm}]^T$ 为永磁体产生磁场到定子三相绕组的磁链分量矩阵。

联系上述式子, 令 $u = [u_a \ u_b \ u_c]^T$, $\varphi = [\varphi_{am} \ \varphi_{bm} \ \varphi_{cm}]^T$, $i = [i_a \ i_b \ i_c]^T$,

$L = \begin{bmatrix} L_{aa} & L_{ab} & L_{ac} \\ L_{ba} & L_{bb} & L_{bc} \\ L_{ca} & L_{cb} & L_{cc} \end{bmatrix}$ 后, 将电压写成标准形式可得:

$$\frac{d}{dt}\varphi = u - \left(R_s I + \frac{d}{dt}L\right)i - L \frac{d}{dt}i \quad (3-10)$$

式中, I 为单位矩阵。电磁转矩方程为:

$$T_e = p\varphi i \quad (3-11)$$

3.1.3 逆变器工作原理及数学模型

在 PMSM 控制架构中, 系统采用图 3-8 所示的三相逆变器作为驱动单元。该逆变器由三个半桥拓扑构成, 每个桥臂集成 IGBT 功率模块实现电能转换。电

机的等效电路模型包含电感、电阻参数及反电动势分量，通过三相平衡电路结构表征其电磁特性。

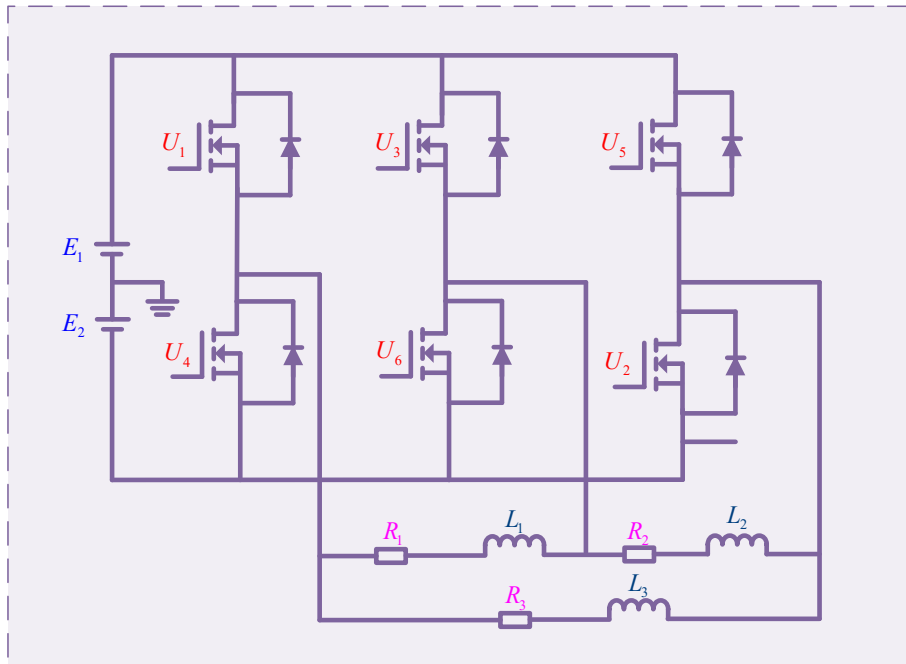


图 3-8 逆变器模型

三相逆变器为直接驱动电机的组件，直流电源 E_1 、 E_2 作为直流电源直接与逆变器相连。通过精确调控两个桥臂上的六个绝缘栅双极晶体管（IGBT）的开关状态，实现对 PMSM 输出电流的有效控制。为了优化三相逆变器的控制，将 IGBT 视为仅具备开启与关闭两种理想状态的开关。为确保电路运行的安全性，在任何时刻，上下桥臂中的对应开关必须保持互斥状态，即不能同时处于开启状态。如图 3-8 所示开关中 U_1-U_4 、 U_2-U_5 、 U_3-U_6 相对应，在对逆变器的控制中所有的开关组合都可以用 U_a 、 U_b 、 U_c 三组变量表示，如表 3-1 所示。

表 3-1 逆变器开关状态表

开关状态变量	对应值	对应开关状态
U_a	1	$U_1 = 1, U_4 = 0$
	0	$U_1 = 0, U_4 = 1$
U_b	1	$U_2 = 1, U_5 = 0$
	0	$U_2 = 0, U_5 = 1$
U_c	1	$U_3 = 1, U_6 = 0$
	0	$U_3 = 0, U_6 = 1$

由表 3-1 可知，当用 $U = (U_a, U_b, U_c)$ 表示逆变器开关共有 8 种组合形式，其形式如下：

$$U = \begin{bmatrix} U_0 \\ U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \\ U_5 \\ U_6 \\ U_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (0,0,0) \\ (0,0,1) \\ (0,1,0) \\ (0,1,1) \\ (1,0,0) \\ (1,0,1) \\ (1,1,0) \\ (1,1,1) \end{bmatrix} \quad (3-12)$$

有三相逆变器原理可知，每组开关状态 $U_i = (i = 0, 1, 2 \dots 7)$ 都对应一个矢量电压 $u_i = (i = 0, 1, 2 \dots 7)$ 。将三相逆变器的各项电压的单位矢量为 a ，则 a 可表达为：

$$a = e^{j\frac{2\pi}{3}} = -\frac{1}{2} + j\frac{\sqrt{3}}{2} \quad (3-13)$$

因此各相相电压可以表示为：

$$u = \frac{2}{3} [u_{an} \ u_{bn} \ u_{cn}] \begin{bmatrix} 1 \\ a \\ a^2 \end{bmatrix} \quad (3-14)$$

式中， $[u_{an} \ u_{bn} \ u_{cn}]$ 可表示为：

$$\begin{bmatrix} u_{an} \\ u_{bn} \\ u_{cn} \end{bmatrix} = (E_1 + E_2) \begin{bmatrix} U_a \\ U_b \\ U_c \end{bmatrix} \quad (3-15)$$

由式 (3-14) 与 (3-15) 可得：

$$u_i = \frac{2}{3} S_i \begin{bmatrix} 1 \\ a \\ a^2 \end{bmatrix}, (i = 0, 1, 2 \dots 7) \quad (3-16)$$

3.1.4 逆变器控制方法

PWM 技术在电机控制领域具有广泛应用，其通过调节脉冲序列的占空比与频率实现对驱动设备（包括直流电机、步进电机及 PMSM）的转速、转矩与转向的精准调控。如图 3-9 所示的三相逆变器 PWM 控制架构中，该技术的核心机理在于将模拟信号（电压/电流等）转换为脉宽调制信号，其中输出信号的平均电平

值通过占空比与瞬时采样值的比例关系实现线性控制。以期望波形作为调制波，高频三角波作为载波，通过两者的幅值比较生成具有特定占空比的脉冲序列。对于三相逆变器系统，该技术通过生成六路相位互差的 PWM 信号，精确控制六个 IGBT 功率开关的导通时序，从而实现对逆变器输出特性的动态调节。

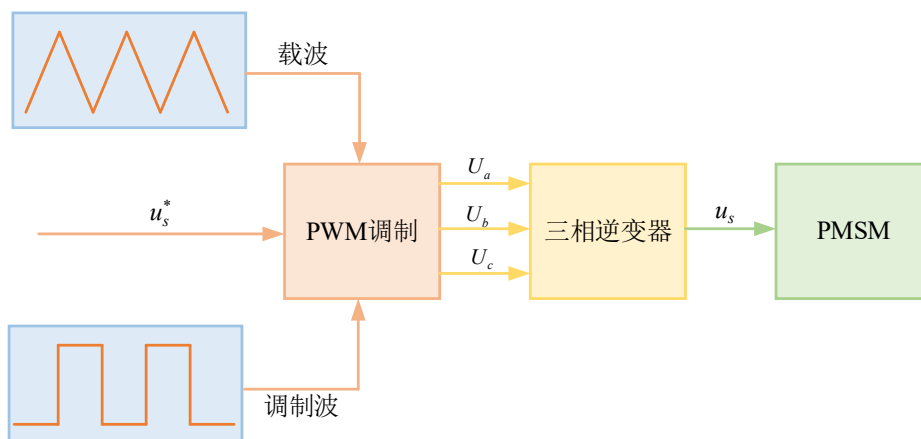


图 3-9 逆变器 PWM 调制框图

3.2 电动汽车动力系统的键合图模型

3.2.1 永磁直流电机键合图模型

由于电路为串联电路，因此，每个元件中流过的电流相等，但是电压由元件自身决定即电压不同。利用键合图建模电气系统时，电压为势，电流为流，所以该电路系统具有相同的流和不同的势，可以用共流结进行建模。在建模过程中，电压通过势源 Se 表示，电枢线圈电感、转子转动惯量对应键合图理论中的惯性元件，因此可以用惯性元件 I 表示，电枢电阻用阻性元件 R 表示，电动势系数作为回转器 GY 的模数，通过回转器可以连接电气系统和机械系统。直流电机键合图模型如图 3-10 所示。

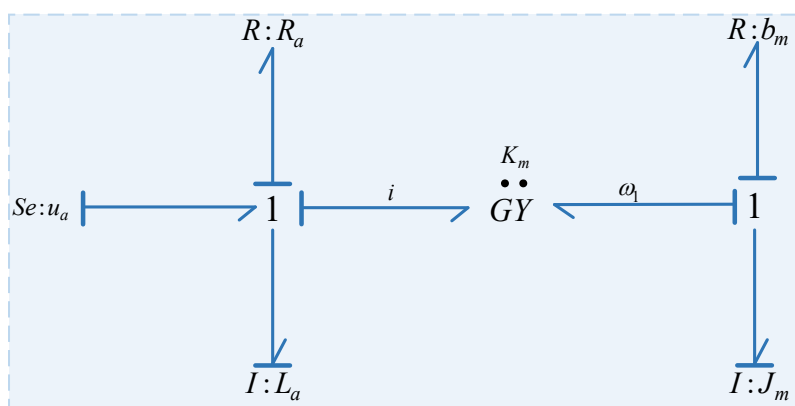


图 3-10 直流电机键合图模型

根据直流电机的键合图模型，可得直流电机状态方程为：

$$\begin{cases} \dot{i} = \frac{u_a}{L_a} - \frac{R_a}{L_a} i - \frac{K_m}{L_a} \omega_1 \\ \dot{\omega}_1 = \frac{K_m i}{J_m} - \frac{b_m \omega_1}{J_m} \end{cases} \quad (3-17)$$

式中， i 为电枢电流， ω_1 为转子转速。

3.2.2 永磁同步电机键合图模型

由 3.1.2 节得到的 PMSM 数学模型，可建立直接的 PMSM 的键合图模型。直接的 PMSM 的键合图模型中，仅考虑定子自感，在式（3-9）中， $L_{ab}, L_{ac}, L_{ba}, L_{bc}, L_{ca}, L_{cc}$ 均为 0，即不考虑定子之间产生的互感。

在图 3-11 中，展示了电场域、磁场域与机械域之间的转换。首先，势源(MSe)表示 PMSM 输入的三相电压，惯性元件 I 表示定子线圈的自感。势源中的电能耗散到电阻与定子电感中，从而在定子绕组中的导线产生磁场。由此，电能转化为磁能。其次，定子绕组中产生的磁场与转子中的永磁体磁场相互作用，带动转子旋转，此时磁能向机械能的转化。

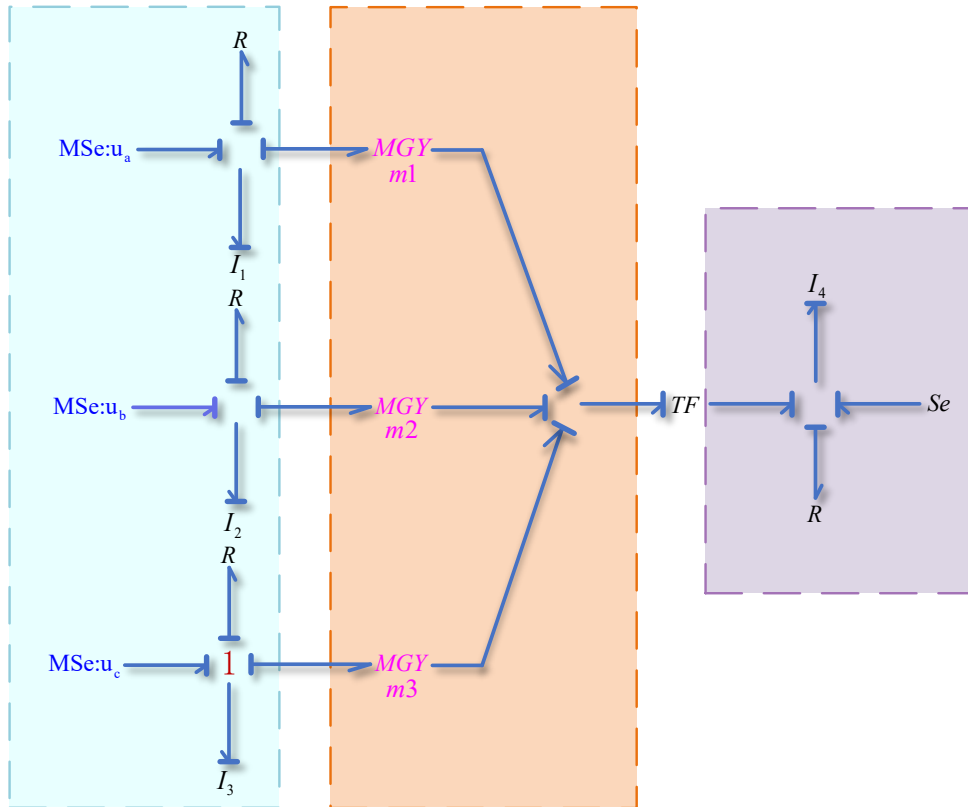


图 3-11 PMSM 简单键合图模型

图 3-11 中可调回转器 (MGY) 用于表征永磁同步电机中定子线圈和转子之间相互作用引起的能量转换关系。 TF 元件表示永磁同步电机中电磁能转化为机械能的情况, 其参数是永磁同步电机的极数。图 3-11 中 MGY 与 I 中的参数如表 3-2 所示。在图中, 势源 Se 表示系统负载, 系统空载时值为 0。

表 3-2 基本键合图参数表

元素	参数
$MGY : m_1$	$\varphi_m \cos(\theta_e)$
$MGY : m_2$	$\varphi_m \cos\left(\theta_e - \frac{2\pi}{3}\right)$
$MGY : m_3$	$\varphi_m \cos\left(\theta_e + \frac{2\pi}{3}\right)$
I_1	L_{aa}
I_2	L_{bb}
I_3	L_{cc}

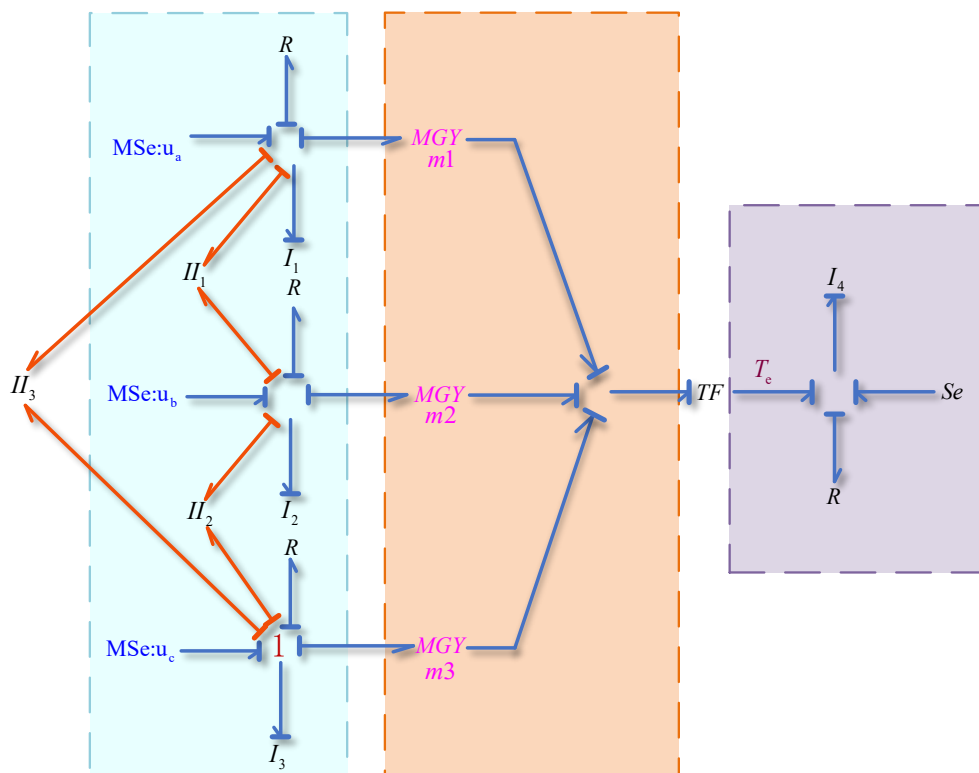


图 3-12 考虑互感 PMSM 模型

使用键合图模型对系统进行建模的好处之一是可以对系统进行详细的考虑。图 3-11 提出的键合图模型缺少对 PMSM 定子绕组之间互感的研究。考虑互感 PMSM 模型如图 3-12 所示，该图对 PMSM 的互感进行扩展，以提高 PMSM 的键合图模型的精准性。图中使用耦合惯性元件 II 表示三相定子绕组之间的互感。耦合惯性元件的参数如下：

$$II_1 = \begin{bmatrix} 0 & L_{ba} \\ L_{ab} & 0 \end{bmatrix}, II_2 = \begin{bmatrix} 0 & L_{cb} \\ L_{bc} & 0 \end{bmatrix}, II_3 = \begin{bmatrix} 0 & L_{ca} \\ L_{ac} & 0 \end{bmatrix} \quad (3-18)$$

耦合惯性元件中的参数表示三相绕组之间的互感系数，根据耦合惯性元件的性质可以将三相绕组的电流两两之间进行耦合，并表示出定子绕组之间产生的磁链。系统电磁转矩 T_e 状态方程如下所示：

$$T_e = p \left(\varphi_{ma} \cos \theta i_a + \varphi_{mb} \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) i_b + \varphi_{mc} \cos \left(\theta + \frac{2\pi}{3} \right) i_c \right) = p \varphi i \quad (3-19)$$

该状态方程与式 (3-11) 所示方程相同。

3.2.3 逆变器键合图模型

开关器件为三相逆变器的主要组成部件，在三相逆变器的建模过程中开关器件的建模具有重要作用。开关器件键合图模型如图 3-13 所示，其左侧为开关器件和其典型电路图，右侧为开关器件的键合图模型。开关器件键合图模型由电阻 R 、开关 1 结 $X1$ 、调制电流源 MSf 组成。该模型对正向电流没有限制，反向电流可通过 $X1$ 器件进行限制；开关器件不导通时，反向阻断电压的大小不受限制；导通时，器件通态压降为零；器件不导通时，关态电阻无穷大，即无漏电流；工作速度的限制是按照积分法设定的。

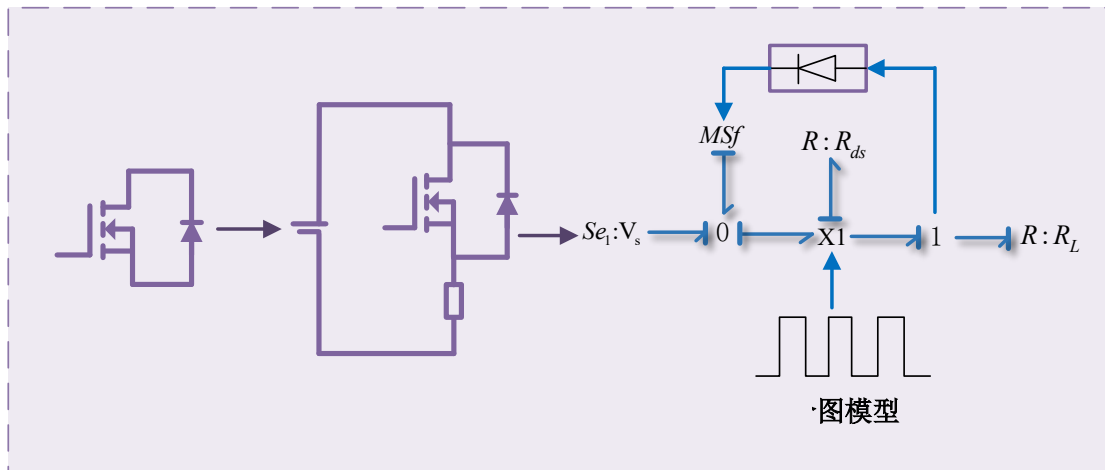


图 3-13 开关器件键合图模型

逆变器可设计为单相或多相的半桥或全桥。其中由于三相桥逆变器具有高效、可靠以及精确控制等特性被广泛运用在电机控制当中。三相逆变器键合图模型如图 3-14 所示。该模型使用两个电压源，施加两个不同值的电压，一个为正，另一个为负。键合图由以下部分组成： $R:R_L$ 为负载电阻与电感串联 I ； $R:R_{ds}$ 为开关器件 MOSFET 的漏极-源极电阻；从 X1 输入调制后的 PWM 信号实现每个 MOSFET 的控制。分配因果关系，并在模拟过程中将元素连接起来或者不连接。

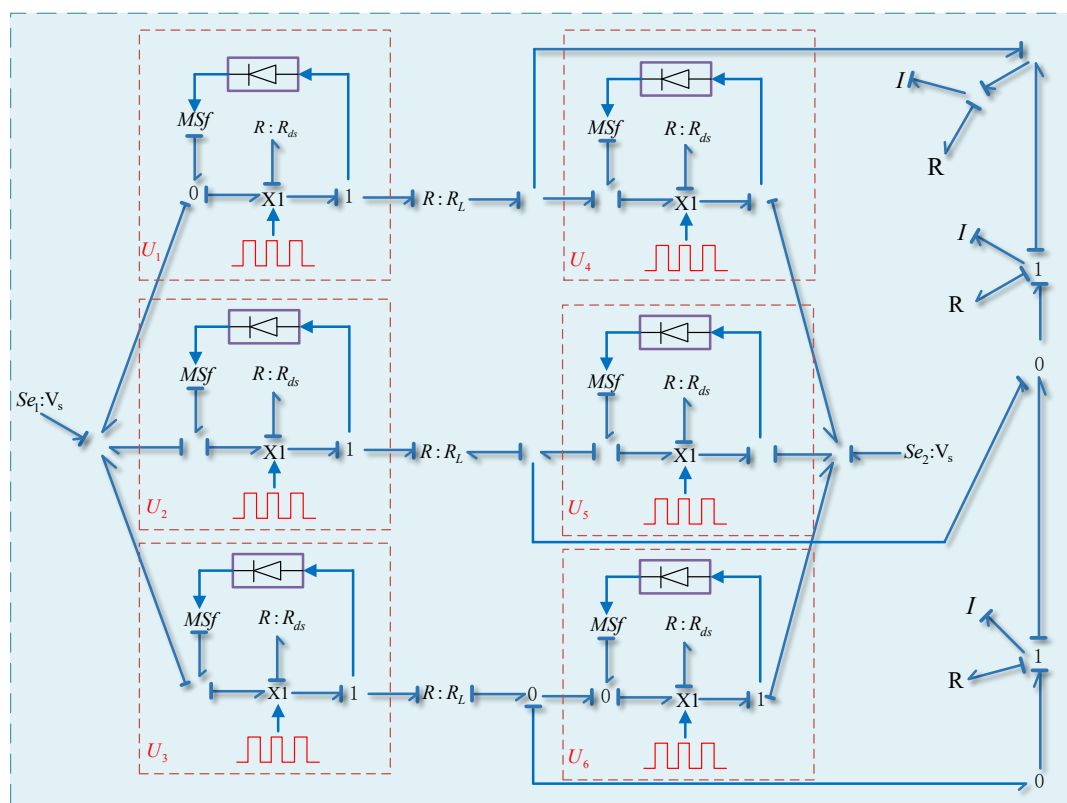


图 3-14 三相逆变器键合图模型

3.3 基于 20-sim 的电动汽车动力系统键合图仿真

3.3.1 永磁直流电机键合图模型仿真

为了验证所建立直流电机键合图模型的正确性，本文通过建立 MATLAB 直流电机仿真模型与建立的直流电机键合图模型对比。直流电机输出电流以及转速的对比图如图 3-15 和图 3-16 所示，由图可知，通过 MATLAB 以及键合图模型在仿真后在输出电流和转速的动态响应特性上均呈现高度一致性。这一结果表明，键合图模型不仅能够精确复现电枢电流的电磁动态特性（如电感效应和电阻损耗），而且准确描述了机械系统的惯性转矩与转速平衡关系。

通过分析图 3-15 和图 3-16 的仿真结果可知，其验证了直流电机键合图模型中由电能到机械能的能量域转换的正确性。进一步分析显示，模型在电枢电阻、转动惯量的参数敏感性和动态扰动下的响应趋势与 MATLAB 模型完全吻合，排除了在建模过程中由于键合图因果绑定或功率流分配偏差导致的系统性建模错误。尽管仿真结果中方存在如 Runge-Kutta 与键合图状态方程求解数值积分算法的微幅差异，但时域波形的误差较低，结果表明模型简化假设对核心动态特性影响可忽略。综上，基于能量守恒与多域耦合的键合图模型具备严格的数学完备性和工程实用性，可作为复杂机电系统分析与控制的可靠仿真工具。

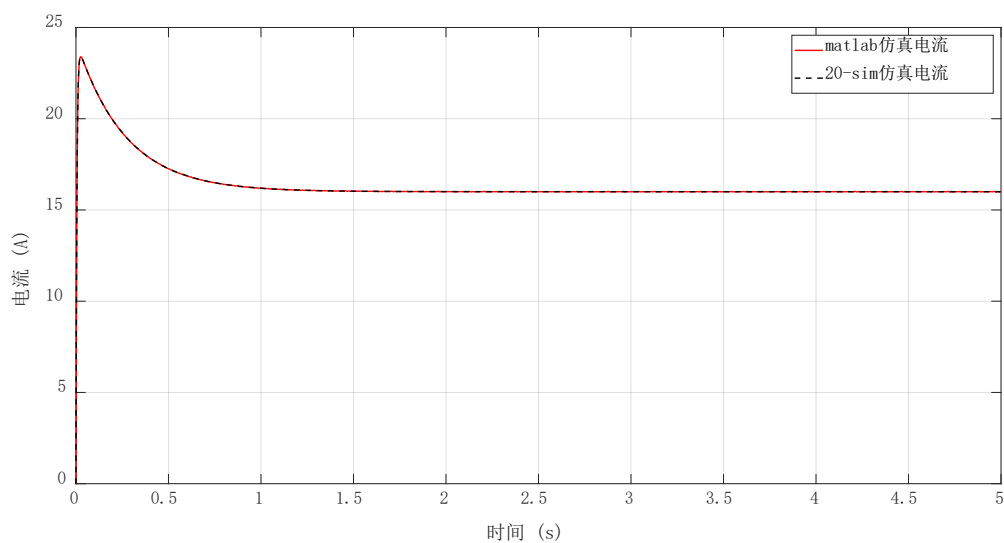


图 3-15 仿真电流对比图

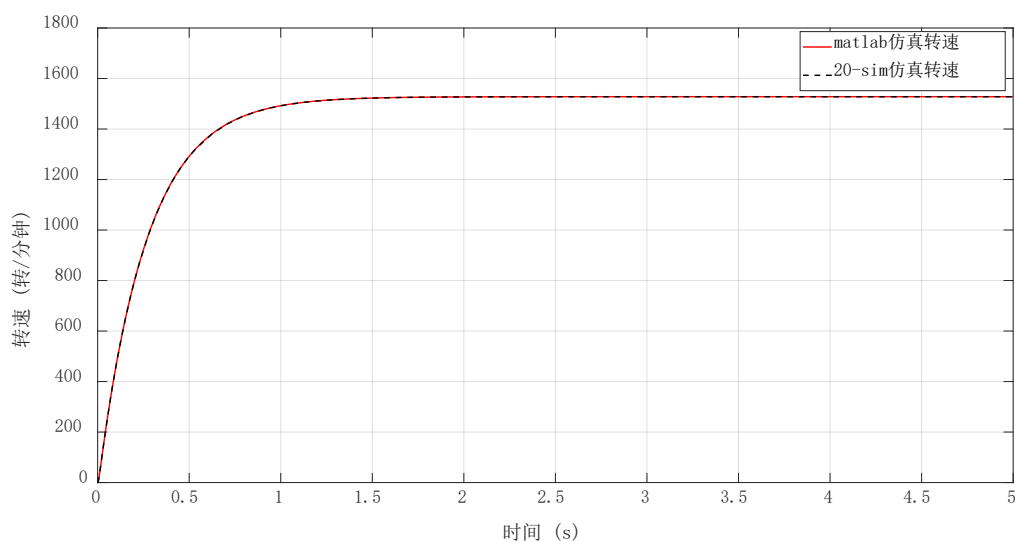


图 3-16 仿真转速对比图

3.3.2 永磁同步电机键合图模型仿真

针对建立的 PMSM 键合图模型运用 20-sim 仿真软件进行仿真，仿真前需对模型进行参数设置，电机参数设置如表 3-3 所示。对考虑互感的 PMSM 模型进行仿真，可得磁同步电机在空载时输出变量中的定子三相电流图 3-17 所示。由图中可以看出电机刚启动时定子三相电流 i_a ， i_b ， i_c 幅值稍大，但是在短时间内会趋于稳定，电流发展趋势符合电机直接启动的理论运行状况。

表 3-3 PMSM 基本参数及含义

参数符号	参数含义	参数值
V_{rms} (V)	外加电压	380
f (Hz)	三相电压通电频率	50
ψ_m	永磁体磁链	0.09
R_s (Ω)	绕组相电阻	0.013
L_{aa}, L_{bb}, L_{cc} (H)	定子绕组的自感	2×10^{-4}
L_{ab}, L_{ac}, L_{bc} (H)	定子绕组的互感	2×10^{-6}
J ($kg \cdot m^2$)	转子转动惯量	0.01
c ($N \cdot s/m$)	转子阻尼系数	0.2

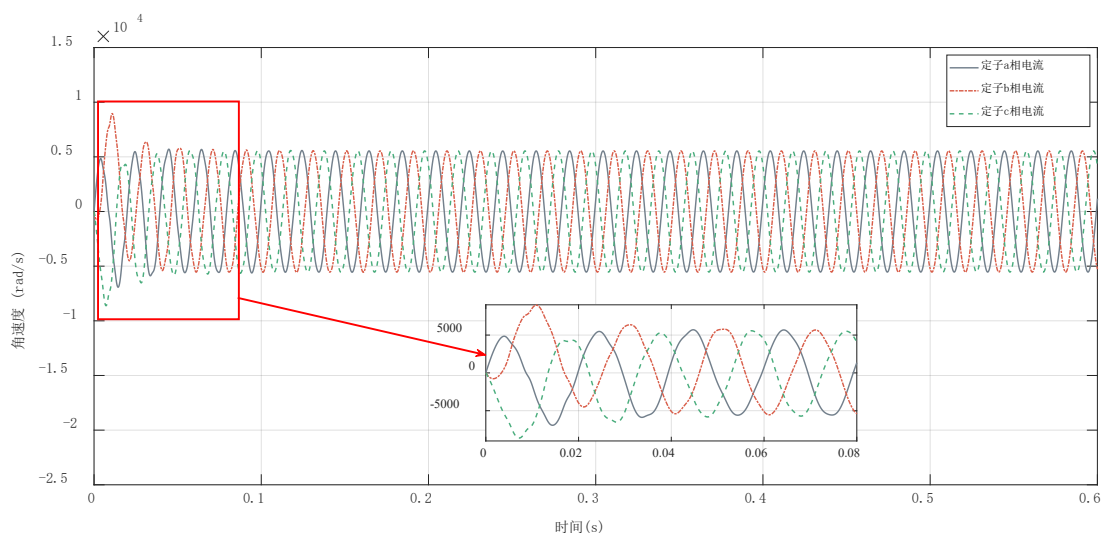


图 3-17 20-sim 仿真输出三相电流

为验证模型的准确性，设状态变量为： $X = [i_a, i_b, i_c, \omega, \theta]$ 。由 3.2.2 节电机的数学模型可以推导出 PMSM 的微分方程组如下所示：

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L^{-1}(u - (R_s I + \frac{d}{dt} L)i - \frac{d}{dt} \varphi_m) \\ \frac{1}{J}(T - T_L - B\omega) \\ \omega \end{bmatrix} \quad (3-20)$$

在 MATLAB 中使用四阶龙格库塔方法对上式求解，通过求解式（3-20）可得到微分方程的数值解。在验证模型的过程中，分别运用 MATLAB 软件对 PMSM 数学模型进行仿真以及运用 20-sim 软件对 PMSM 的键合图模型进行仿真。运用 MATLAB 以及 20-sim 软件进行仿真时的参数如表 3-3 所示。

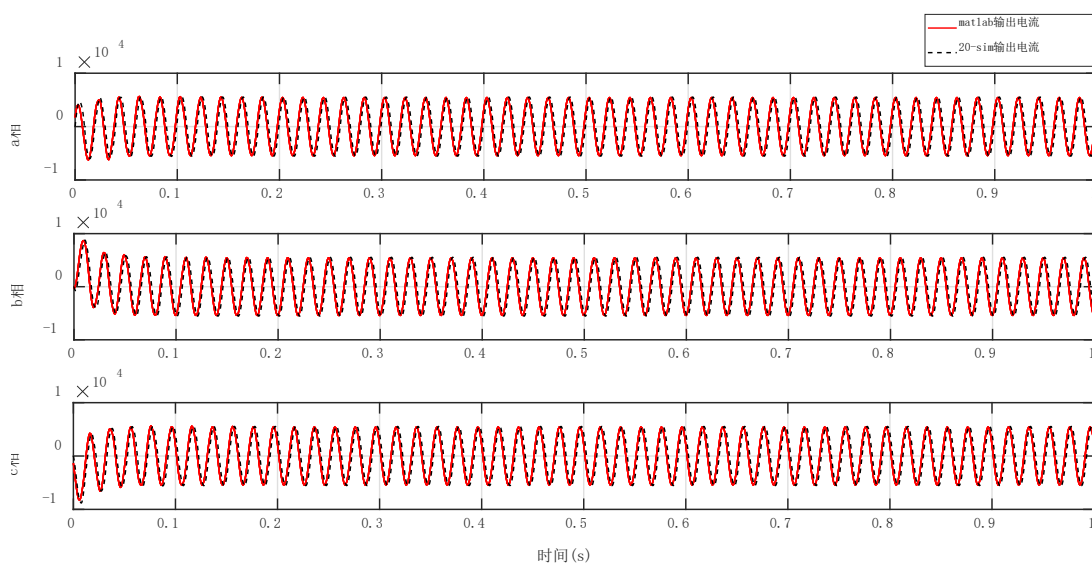


图 3-18 三相电流对比图

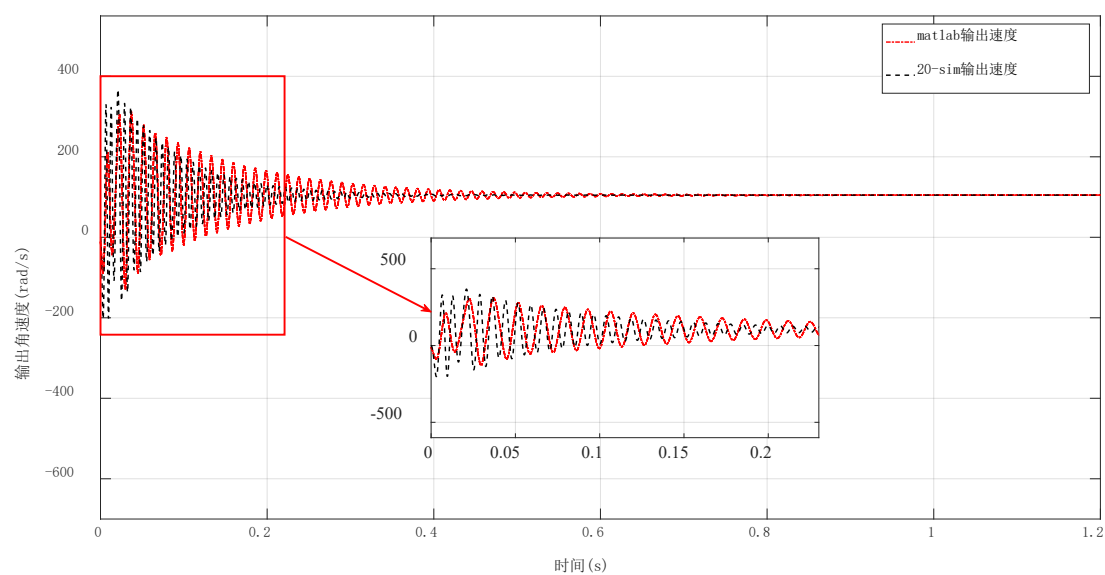


图 3-19 PMSM 输出电磁转速对比图

通过仿真可以得到定子三相电流与电机输出转速图如图 3-18 和图 3-19 所示,其分别将通过 20-sim 仿真与 MATLAB 仿真的结果对比。由图可知,通过 20-sim 进行仿真的键合图模型与 MATLAB 进行仿真的数学模型得到的仿真结果基本一致,其输出电流图形基本重合,角速度图形仅在初始阶段具有较小的区别,但最终均稳定在相同数值。结果表明所建立 PMSM 的键合图模型的正确性。由于两种软件采用的算法不同,因此,从图 3-19 中可以看出,两条仿真曲线的初始曲线略有不同,所以导致仿真结果有一定的偏差。但时域波形的误差较低,因此模型对核心动态特性影响可忽略。

3.3.3 逆变器键合图模型仿真

基于键合图法建立的逆变电路仿真模型如图 3-13 所示,该模型通过功率键合图的多域耦合特性,描述了逆变电路中电能转换与传递的动态过程。仿真结果如图 3-20 所示,逆变器输出的三相电流波形呈现出正弦特性,且波形均匀对称,无明显畸变或谐波干扰。

进一步分析表明,输出电流的周期与 PWM 调制波的周期完全一致,验证了逆变电路在开关频率控制下的调制能力。此外,三相电流的相位差为 120° ,幅值相等,符合理想三相交流电的对称性要求,表明模型能够准确模拟逆变器的三相平衡输出特性。通过对比理论分析与仿真结果。综上所述,该键合图模型不仅能够有效描述逆变电路的能量转换机制,还实现了对 PWM 调制策略的高精度仿真,为逆变器的设计与优化提供了可靠的仿真工具和理论依据。

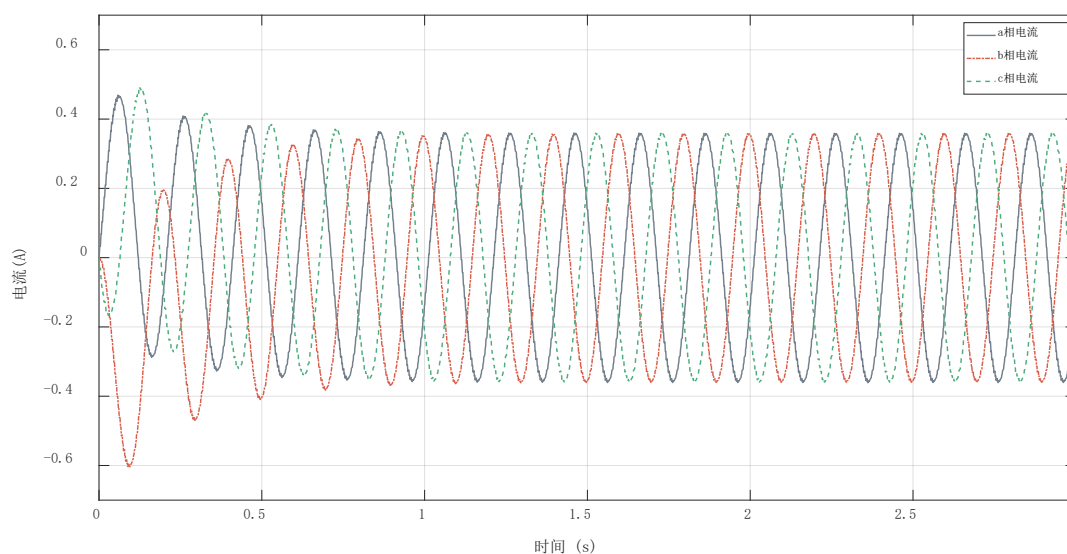


图 3-20 逆变电路输出电流波形

3.4 本章小结

本章针对纯电动汽车电驱动系统中的动力系统进行研究,作为整个电驱动系统的核心组成部分,该系统的动力学特性直接关联车辆的能效与性能。为此,本章基于键合图理论,以图形化方式较为直观建立了系统的动力学模型,主要包括永磁直流电机键合图模型的建立, PMSM 键合图模型的建立和三相逆变器键合图模型的建立,并且详细推导了其数学模型。随后通过 20-sim 仿真软件对各部件子系统在不同参数下的动力学特性在进行仿真分析。研究结果表明,基于键合图理论建立的动力系统各部件能够有效描述各个部件的动态行为,验证了本文所建立的电动汽车动力系统各个核心部件模型的准确性和有效性。

第4章 基于键合图法的传动系统建模

由于齿轮传动系统具有较高的效率和可靠性等优势,所以被广泛的用于电驱动系统中。但是,在纯电动汽车模型的建模过程中仍然面临着多能域系统之间的耦合等作用的影响^[96]。在纯电动汽车传动系统中,由于齿侧间隙、齿面摩擦等因素的存在,导致减速器传动系统成为复杂的强非线性动力学系统^[97]。因此,对纯电动汽车不同子系统进行模块化建模显得尤为重要。纯电动汽车传动系统主要包括减速器和差速器等部件,本章首先通过对传动系统的结构以及工作原理进行分析,其次,重点构建了包含齿面摩擦、齿侧间隙及静态传动误差等非线性特征的齿轮传动模型,最后对纯电动汽车中的差速器以及减速器进行键合图模型的建模。

4.1 传动系统结构及工作原理

4.1.1 齿轮减速器结构及工作原理

减速器是机械设备中广泛使用的一种传动机构,其在电驱动系统的使用不仅可以调节电机输出转速,而且可以放大电机输出转矩。齿面摩擦、齿侧间隙及静态传动误差等非线性因素会显著影响减速器系统的动力学特性,使减速器在传动过程中产生非线性振动,从而影响系统的稳定性。因此,本文对齿轮传动系统中齿面摩擦、齿侧间隙、齿轮静态误差等非线性因素进行分析。

减速器在装配及安装的过程中,不可避免的将会产生一定的静态误差,静态误差对齿轮传动影响较大,为了方便研究,本文通过简谐函数对静态误差进行拟合,其表达式如下:

$$e(\tau) = e_0 + e_r \cos(\omega_0 \tau + \phi_e) \quad (4-1)$$

式中, e_0 为静态误差常量, e_r 为静态误差振动幅值, ω_0 为角啮合频率, ϕ_e 为静态误差初始相位角,一般情况下可选取 $\phi_e = 0$ 。

齿轮传动系统时变啮合刚度通过简谐函数表示,其表达式如下:

$$k(\tau) = k_0 + k_r \cos(\omega_0 \tau + \phi_k) \quad (4-2)$$

式中, k_0 为时变啮合刚度平均值, k_r 为时变啮合刚度振动幅值, ϕ_k 为时变啮合刚度初始相位角,一般情况下可选取 $\phi_k = 0$ 。

减速器在运行时内部齿轮在转动过程中会存在齿轮变形,在建模时,运用等效弹簧阻尼模型表示齿轮动态啮合力,其表达式为:

$$F_n = k(\tau)f(\delta) + c_m \dot{\delta} \quad (4-3)$$

式中, $k(\tau)$ 为啮合刚度, $f(\delta)$ 为齿侧间隙, c_m 为啮合阻尼系数, δ 为齿轮啮合处法线方向产生的相对位移。

齿侧间隙可由分段函数表示为:

$$f(\delta) = \begin{cases} \delta - b, & \delta > b \\ 0, & |\delta| \leq b \\ \delta + b, & \delta < -b \end{cases} \quad (4-4)$$

式中, b 为齿侧间隙的一半。

齿轮副在运动过程中会受到齿面摩擦力的影响,其受力情况如图 4-1 所示。

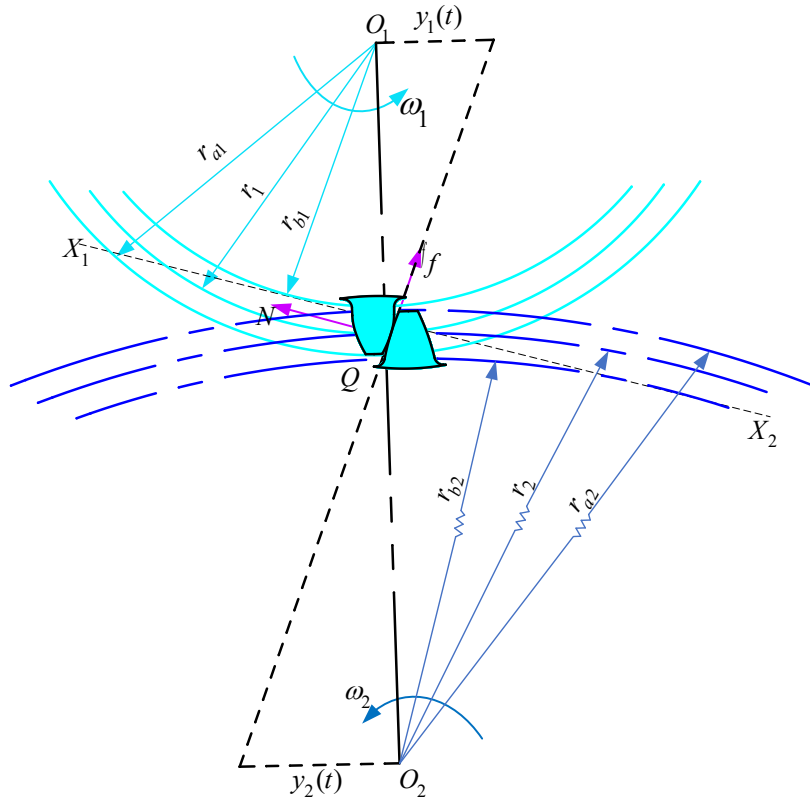


图 4-1 齿轮副运动过程中摩擦力作用示意图

齿面受到沿啮合线方向的动态啮合力 F_n 和垂直与啮合线的摩擦力 F_f 作用。其中 X_1X_2 为理论啮合线, y_1 、 y_2 分别为主动轮与从动轮摩擦力臂,其表达式如下:

$$\begin{cases} y_1 = (r_1 + r_2) \sin \alpha - \sqrt{r_{a2}^2 + r_{b2}^2} + P + \text{mod}(\omega_1 r_{b1} \tau, P) \\ y_2 = (r_1 + r_2) \sin \alpha - \sqrt{r_{a1}^2 + r_{b1}^2} + \text{mod}(\omega_2 r_{b2} \tau, P) \end{cases} \quad (4-5)$$

式中, r_1 、 r_2 分别为主动轮和从动轮分度圆半径, r_{b1} 、 r_{b2} 分别为主动轮和从动轮齿顶圆半径, r_{a1} 、 r_{a2} 分别为主动轮和从动轮基圆半径, ω_1 、 ω_2 分别为主动轮和从动轮转速, P 为齿轮节距, 其表达式如下:

$$P = \frac{2\pi r_{b1}}{z_1} = \frac{2\pi r_{b2}}{z_2} \quad (4-6)$$

式中, z_1 、 z_2 分别表示从动轮和从动轮的齿数。

图 4-2 为齿轮啮合示意图, 点 Q 为齿轮啮合线上任意接触点, 啮合线与两基圆相切, 每个齿在接触点处的瞬时线速度为 v_{k1} 、 v_{k2} , 滑动速度 v_s , 可表示为:

$$v_s = v_1 \sin \beta_1 - v_2 \sin \beta_2 = \omega_1 y_1 - \omega_2 y_2 \quad (4-7)$$

由库仑定律可知, 齿面摩擦力 F_f 表达式为:

$$F_f = \mu F_n \text{sgn}(v_s) \quad (4-8)$$

式中, μ 为摩擦系数。

$$\text{sgn}(v_s) = \begin{cases} 1, & v_s \geq 0 \\ -1, & v_s < 0 \end{cases} \quad (4-9)$$

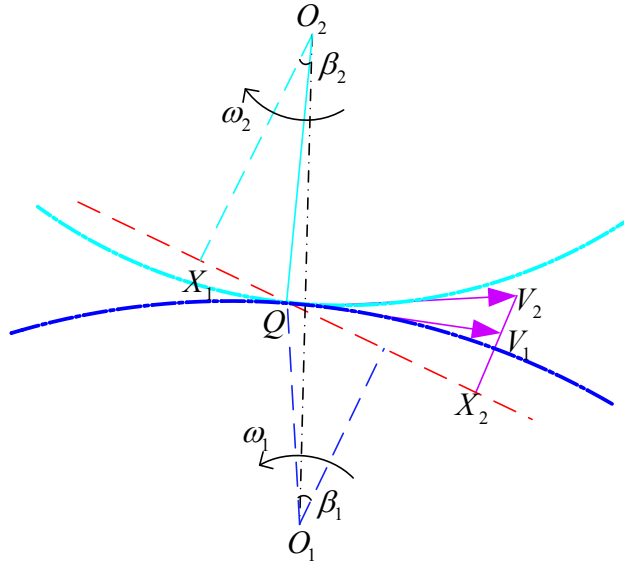


图 4-2 齿轮啮合示意图

减速器传动系统动力学模型如图 4-3 所示。其中 μ 为摩擦系数, $e(\tau)$ 为静态误差, $\omega_i, T_i, r_{bi}, m_i (i=1,2)$ 分别为主动轮和从动轮的转速、转矩、基圆半径和质量。

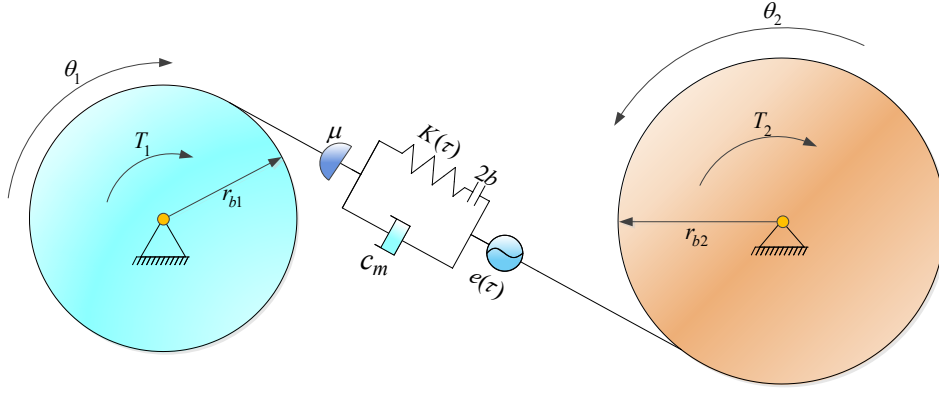


图 4-3 减速器传动系统动力学模型

减速器动力学方程可以表示为：

$$\begin{cases} T_1 = I_1 \ddot{\theta}_1 + r_{b1} [c_m \dot{\delta}(\tau) + k(\tau) f(\delta)] + y_1 \mu \lambda [c_m \dot{\delta}(\tau) + k(\tau) f(\delta)] \\ -T_2 = I_2 \ddot{\theta}_2 - r_{b2} [c_m \dot{\delta}(\tau) + k(\tau) f(\delta)] - y_2 \mu \lambda [c_m \dot{\delta}(\tau) + k(\tau) f(\delta)] \end{cases} \quad (4-10)$$

两齿轮之间相对位移表达式为： $\delta(\tau) = r_{b1} \theta_1 - r_{b2} \theta_2 - e(\tau)$ ，令 $t = \omega_n \tau$ ，

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_0}{m_e}}, \quad \delta(\tau) = \frac{\delta(\tau)}{b_s}, \quad m_e = \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}, \quad \omega_n \text{ 为固有频率, } b_s \text{ 为标称尺寸, } \lambda \text{ 为摩}$$

擦力方向系数。可得无量纲后齿轮动力学方程：

$$\ddot{\delta}(t) + 2\zeta [1 + \overline{y_1} + \overline{y_2}] \dot{\delta}(t) + \overline{k(t)} f(\delta) [1 + \overline{y_1} + \overline{y_2}] = \overline{F_m} + \overline{e(t)} \quad (4-11)$$

$$\text{式中, } \zeta = \frac{c_m}{2m_e \omega_n}, \quad \overline{y_1} = \frac{m_e \lambda}{r_1 m_1} y_1, \quad \overline{y_2} = \frac{m_e \lambda}{r_2 m_2} y_2, \quad \overline{k(t)} = 1 + \frac{k_0}{k_r} \cos\left(\frac{\omega}{\omega_n} t\right),$$

$$\overline{e(t)} = 1 + \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \frac{e_r}{b_s} \cos\left(\frac{\omega}{\omega_n} t\right), \quad \overline{f(\delta)} = \frac{f(\delta)}{b_s}, \quad \overline{F_m} = \frac{F_m}{m_e \omega_n^2 b_s}。$$

4.1.2 差速器结构及工作原理

在汽车实际道路行驶场景中，车辆左右两侧车轮在相等时间间隔内所累积的行驶距离，多数情况下并不一致。这一现象在车辆执行转向操作时尤为显著，即便在直线行驶状态下，亦可能因道路表面的不平整性及轮胎气压的细微差异，引发左右车轮行驶距离的差异性。若车辆缺乏安装在驱动轮间的差速装置，则将不可避免地导致行驶过程中车身产生滑移现象。因此，为确保车辆能在多种行驶环境中保持平稳运行，必须装备差速器，以此提升驾驶操纵的舒适度，并有效解决车辆在行进过程中左右驱动轮转速不同步的问题。

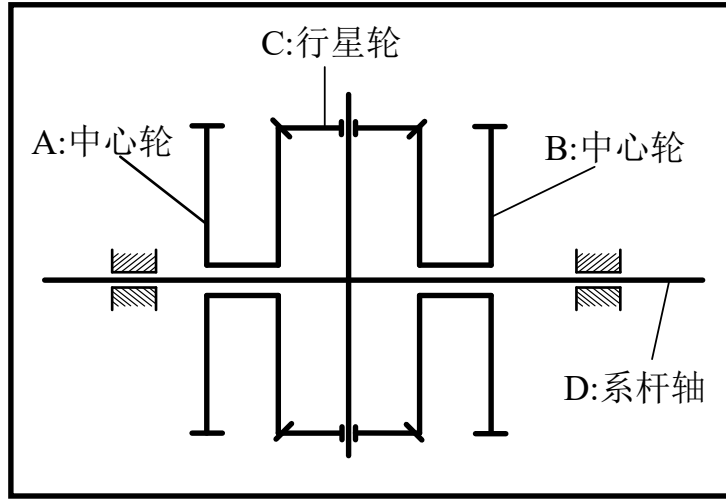


图 4-4 差速器示意图

普通圆锥齿轮差速器以其显著的差速作用、高传动效率、高可维护性、节能环保以及广泛的应用性等特点，在汽车行业中发挥着重要作用。差速器工作原理如图 4-4 所示。差速器主要由系杆轴 D、行星轮 C、中心轮 A 和 B 这四个基本构件组成，将其转速分别表示为 ω_H 、 ω_C 、 ω_A 、 ω_B ，则其转速关系为：

$$\begin{cases} (\omega_A - \omega_H) / \omega_C = 1 \\ (\omega_B - \omega_H) / \omega_C = -1 \end{cases} \quad (4-12)$$

4.2 传统系统键合图建模

4.2.1 齿轮减速器键合图建模

电驱动系统中的减速器，通常由一对齿数不同的齿轮构成，其核心作用在于通过齿轮比的有效转换来提升电机输出的转矩，进而增强整个驱动系统的动力性能。然而，这一效能提升的同时，不理想的齿轮啮合状态以及齿轮传动过程中难以避免的误差，成为了减速器产生齿轮噪声的主要原因。这些噪声不仅干扰了传动系统的平稳运行，还可能缩短其使用寿命。为了深入理解并解决这一问题，本文深入探讨了多种非线性因素，包括但不限于时变啮合刚度、静态传动误差以及齿面间的摩擦效应。

减速器键合图模型如图 4-5 所示，在模型中分别考虑了主动轮与从动轮的转动惯量与力矩，主动轮与从动轮的力矩以及齿轮之间的齿面摩擦力可用势源 Se 表示。由于齿面摩擦力的非线性特性，在建模软件 20-sim 中，运用 SIDOPS+ 仿真语言定义符号函数 $\text{sgn}(\cdot)$ 以及齿侧间隙函数。转动惯量可用惯性元件 I 表示。齿轮

副中静态误差激励为啮合频率的周期函数，因此，在模型中使用可变流源 MSf 表示静态误差的导数。齿轮之间动态啮合力由容性元件 C 以及阻性元件 R 表示。

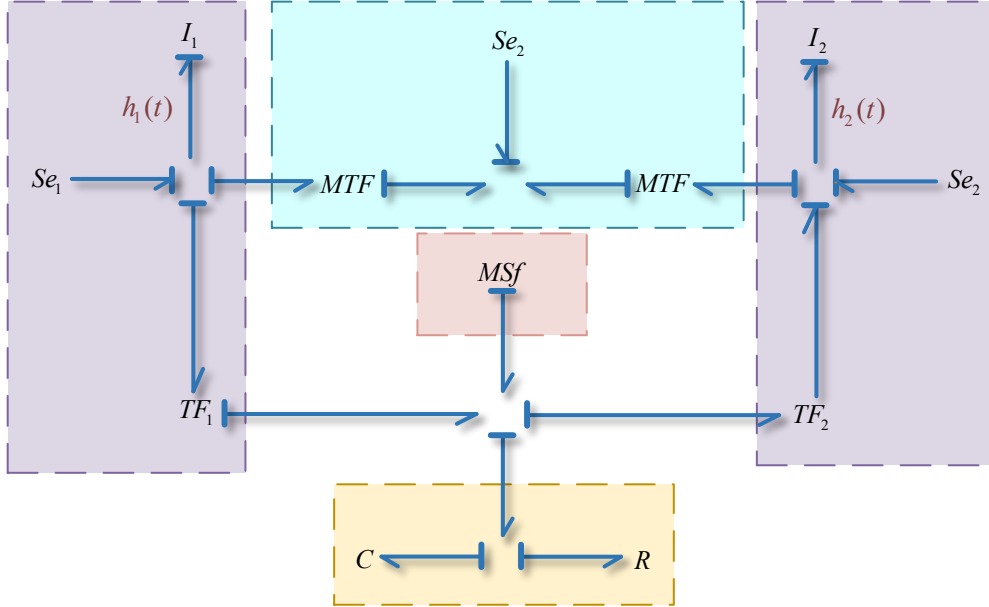


图 4-5 减速器键合图模型

由上述分析可得图 4-5 系统的状态方程：

$$\begin{cases} \dot{\delta}(t) = \frac{h_1(t)}{I_1} r_{b1} - \frac{h_2(t)}{I_2} r_{b2} - \frac{\dot{e}(t)}{\omega_n l} \\ \dot{h}_1(t) = \frac{T_1}{\omega_n^2 l} - \frac{r_{b1}}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] - \frac{y_1 \operatorname{sgn}(v_s) \mu}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] \\ \dot{h}_2(t) = -\frac{T_2}{\omega_n^2 l} + \frac{r_{b2}}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] + \frac{y_2 \operatorname{sgn}(v_s) \mu}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] \end{cases} \quad (4-13)$$

式中， $h_1(\tau) = I_1 \theta_1$ ， $h_2(\tau) = I_2 \theta_2$ 。

对方程进行无量纲，令 $t = \omega_n \tau$ ， $\delta(t) = \frac{\delta(t)}{l}$ 可得：

$$\begin{cases} \dot{\delta}(t) = \frac{h_1(t)}{I_1} r_{b1} - \frac{h_2(t)}{I_2} r_{b2} - \frac{\dot{e}(t)}{\omega_n l} \\ \dot{h}_1(t) = \frac{T_1}{\omega_n^2 l} - \frac{r_{b1}}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] - \frac{y_1 \operatorname{sgn}(v_s) \mu}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] \\ \dot{h}_2(t) = -\frac{T_2}{\omega_n^2 l} + \frac{r_{b2}}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] + \frac{y_2 \operatorname{sgn}(v_s) \mu}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] \end{cases} \quad (4-14)$$

由式（4-10）与式（4-13）可知，根据键合图模型列写的状态方程与根据牛顿第二定律列写的微分方程可化简为相同形式，由式（4-11）与式（4-14）可知经过无量纲化之后的状态方程与微分方程也具有相同的形式。因此，二者表述的含义相同，但是由键合图列写的状态方程更适合计算机求解。此外，键合图建立的模型更适合与其他系统进行耦合以及研究含有多能域子系统的复杂系统。

4.2.2 差速器键合图建模

根据 4.1.2 节的式（4-12）可得两个相对速度 $\omega_A - \omega_H$ 和 $\omega_B - \omega_H$ ，结合四个绝对速度 ω_H 、 ω_C 、 ω_A 和 ω_B ，可以按照绝对速度法建立差速器的键合图模型。图 4-6 为差速器的键合图模型，图 4-6 中 I_A 、 I_H 、 I_B 和 I_C 为四个基本构件的转动惯量， ω_H 、 ω_A 和 ω_B 为三个绝对速度， T_H 、 T_A 和 T_B 为其相对应的转矩，变换器的值为 1。

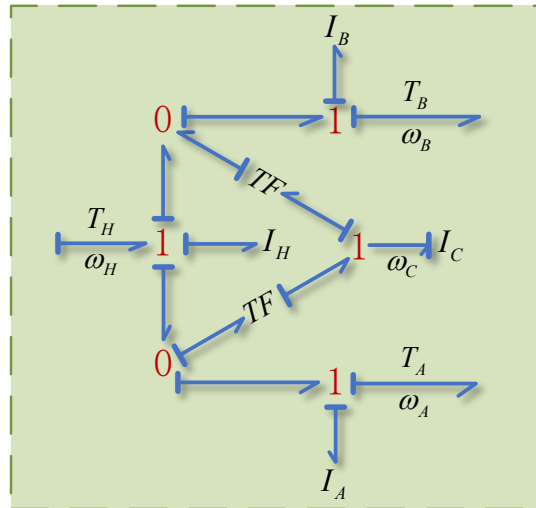


图 4-6 差速器键合图模型

从图 4-6 可以得到差速器的静态关系为：

$$\begin{cases} \omega_A + \omega_B = 2\omega_H \\ T_A = T_B = 0.5T_H \end{cases} \quad (4-15)$$

4.3 基于 20-sim 的传动系统键合图仿真

4.3.1 齿轮减速器键合图模型仿真

通过前两节构建的电机系统键合图模型以及齿轮传动装置键合图模型，将两个模型直接键连并且进行简化，可得到齿轮减速器仿真键合图模型。在直流电机键合图模型中，电机的 1 结连接的共流为电机转动角速度。在齿轮非线性传动系

统键合图模型中，齿轮传动系统主动轮对应的 1 结连接的流为主动轮角速度。由于齿轮减速器仿真键合图模型中电机转速与主动轮转速相等，因此，两者 1 结可以合并为一个 1 结。根据键合图理论一通口键合图元合并的原理，可以将表示电机转子转动惯量的惯性元件与表示齿轮主动轮转动惯量的惯性元件合并，等效后的单一键合图元参数为被等效键合图元参数之和。因此，可得齿轮减速器仿真键合图模型如图 4-7 所示。

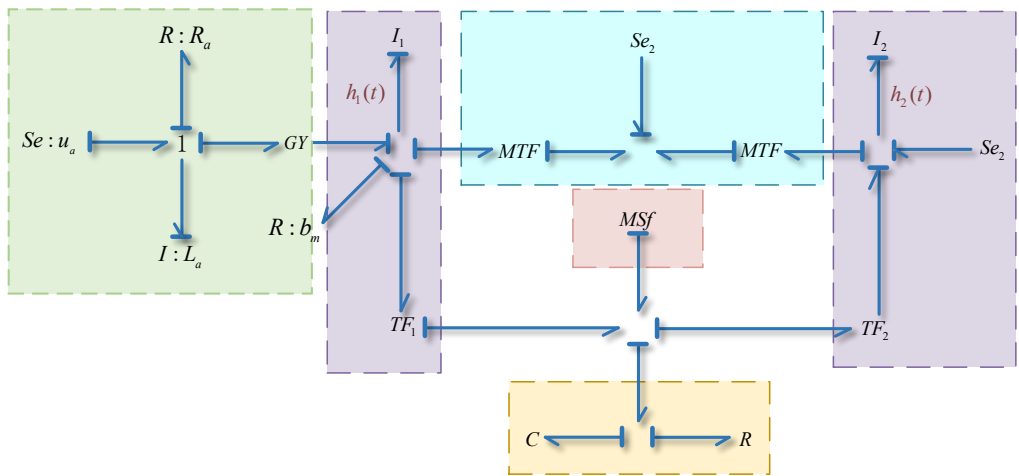


图 4-7 齿轮减速器仿真键合图模型

采用 20-sim 软件对齿轮副的非线性动力学键合图模型和电机-减速器耦合的动力学键合图模型进行动态仿真。得到了主动轮的速度、啮合点之间的相对位移和啮合点之间的相对速度曲线，从而验证减速器键合图模型。该系统的主要仿真参数如表 4-1 所示。由于仿真中不同参数的单位不同，并且某些参数数值之间相差很大，如果直接计算，会出现很大的误差。因此，在仿真求解之前，需要先对参数进行无量纲化，再对模型进行仿真。

表 4-1 齿轮减速器系统仿真参数

参数	数值
主动轮齿数 Z_a	20
从动轮齿数 Z_b	60
模数 m/mm	3
压力角 $\alpha/(\text{°})$	20
摩擦系数 μ	0.2
阻尼系数 c	100

齿侧间隙 b_m/mm	0.1
总电枢电阻 R/Ω	0.1
电动势系数 K	0.2

使用 20-sim 仿真软件模型进行仿真。仿真时间设置为 140 s，可以得到主动轮的角速度对比图如图 4-8 所示。可以看出，考虑电机之后的主动轮角速度相比不考虑电机情况下的理想角速度，具有小幅度的波动，这是由于齿轮啮合过程中的激励冲击造成了电机的负载变化，从而引起转速小幅度波动。

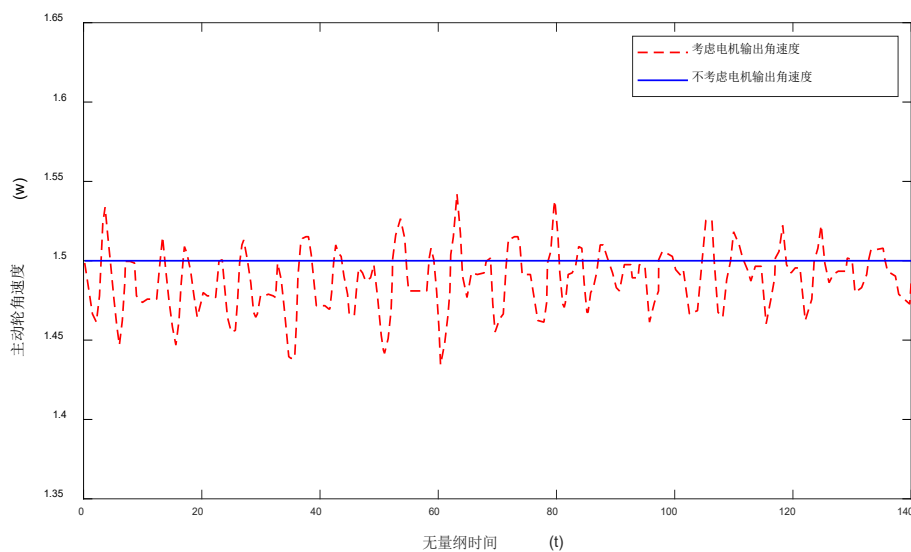


图 4-8 主动轮角速度对比图

4.3.2 差速器键合图模型仿真

基于图 4-6 所示的差速器键合图模型，本小节进一步完善了该仿真模型。如图 4-9 所示的模型在原有差速器键合图模型的基础上，引入了简化的齿轮减速器，并综合考虑了车辆转速时环境对车轮的影响以及底盘质量等因素。在实际运行过程中，环境影响因素通常表现为非线性特性，因此，在模型中采用可变势源 MSe 来表征环境的影响，并通过惯性元件 I 来表示车辆底盘质量。

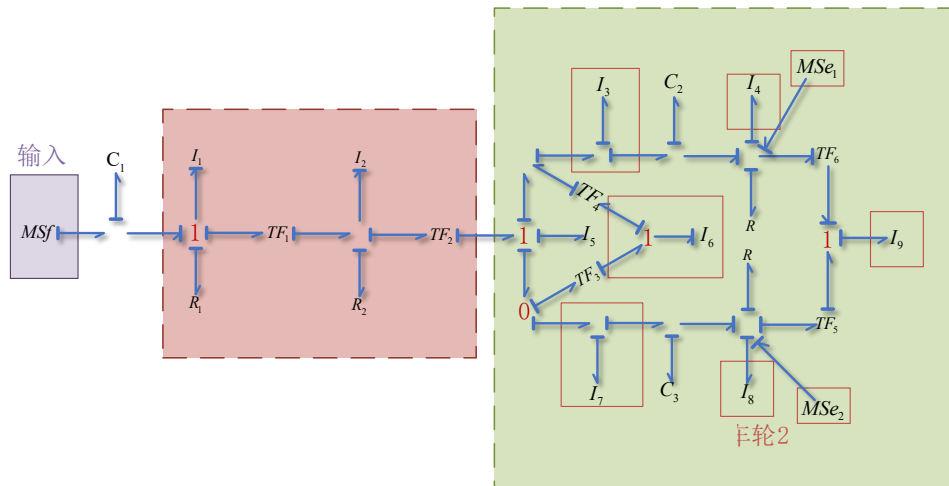


图 4-9 差速器键合图仿真模型

在该模型的基础上，分别模拟车辆直行和减速工况下的车轮输出转速状态，仿真结果如图 4-10 和 4-11 所示。当车辆直线行驶时，左轮和右轮所受到的环境影响因素相同，模型中 MSe_1 与 MSe_2 的取值相等。如图 4-10 所示，车辆在直线行驶时，左轮与右轮的转速保持一致，且其动态响应也呈现一致性。

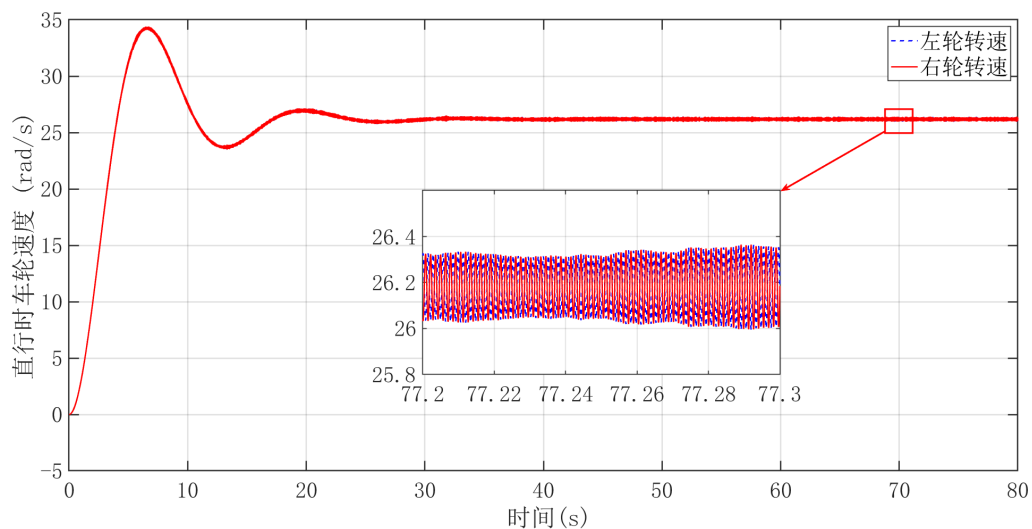


图 4-10 直线行驶差速器转速仿真

当车辆转弯时，当车辆右转时，左轮与右轮所经历的摩擦力及其他外部环境因素会呈现出明显的差异。具体来说，由于车辆右转时，右轮需沿着更紧密的弯道轨迹行进，其受到的来自路面、轮胎磨损、以及可能的侧向风阻等外部环境的影响相较于左轮更为显著。因此， MSe_2 的取值大于 MSe_1 。如图 4-11 所示，在车辆右转过程中，左轮转速高于右轮转速。此外，由于右轮受到的环境影响因素较大，在车辆启动阶段，右轮转速会出现短暂的下降，随后逐渐增大并趋于稳定。

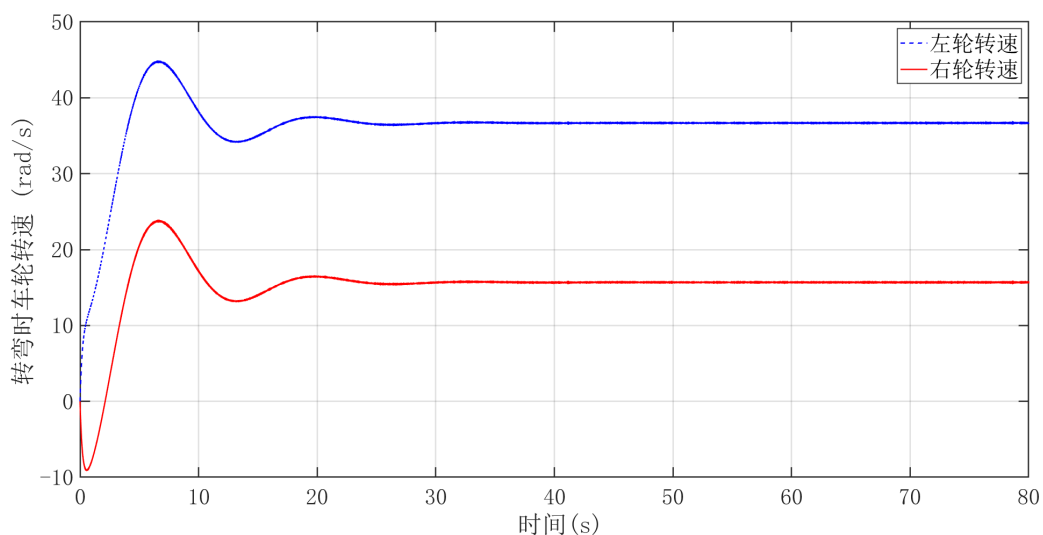


图 4-11 转弯时差速器转速仿真

4.4 本章小结

本章针对纯电动汽车传动系统的非线性动力学问题,提出基于键合图理论的模块化建模方法。电动汽车传动系统作为电动汽车的主要部分,其包括减速器和差速器等关键部件,对车辆的整体性能表现具有重要影响。本章首先对传动系统的结构和工作原理进行了深入分析,接着建立了齿轮传动系统及差速系统的键合图模型。最后通过键合图法,详细探讨了时变啮合刚度、齿侧间隙等非线性因素对系统动态特性的影响。本章的研究结果表明,键合图法能够为电动汽车传动系统的动态特性分析提供有力支持。键合图法作为一种多能域耦合系统建模工具,能够有效整合非线性特性,且其模块化结构便于系统扩展与修改。

第5章 基于键合图的电动汽车驱动系统动力学特性分析

电动汽车驱动系统包含电气、机械、磁场等多能域参数耦合的过程，是一个复杂的多能域系统，其内部激励丰富，耦合因素众多。随着电动汽车的快速发展，其驱动系统作为多能域耦合的复杂机电系统，面临着日益严苛的动态性能要求。近年来，许多学者对电动汽车驱动系统进行建模和分析^[98-102]。由于电动汽车驱动系统的耦合特性，存在于系统内部的非线性激励及动态负载扰动等因素，可能导致系统在运行中易产生复杂的振动现象。另一方面，传动系统会受非周期冲击性干扰力产生激振和动载荷激增，导致扭转振动。当振动频率与固有频率重合时，会发生扭转共振，影响系统可靠性和耐久性^[103]。然而，现有研究当中较少将电动汽车驱动系统视为整体，探究其内部非线性因素和外部干扰如是何通过耦合影响整个系统的。

因此，本章所建立的模型对先前建立的动力系统键合图模型和传动系统键合图模型进行完善，旨在分析系统内部的非线性激励及动态负载扰动对电动汽车驱动系统的影响。首先本章利用键合图建模易于扩展的优点，将动力系统的键合图模型与传动系统键合图结合起来，接着建立了整个电动汽车驱动系统的键合图模型。最后着重对比分析了电气系统与机械系统内的非线性因素对整个系统响应的影响。为整个驱动系统的动态优化设计和振动抑制策略的制定提供建模基础。

5.1 永磁直流电机-减速器动力学特性分析

5.1.1 永磁直流电机-减速器键合图模型

永磁直流电机-减速器是机电一体化驱动领域中最经典的方案之一，其简洁的结构设计、高效的能效转换和广泛的应用适配性使得其成为当下应用最广的驱动系统重要组件之一。如图 5-1 所示，永磁直流电机-减速器模型通常分为电机与减速器两个部分，其中电机的输出轴与减速器小齿轮直接连接，通过齿轮之间的传动将电机的转速降速输出，该结构不仅满足减速电机体积小需求，而且能够降速输出，提高输出转矩。电驱动系统的动态性能需要由电气系统参数、机械系统参数以及两者之间的耦合关系共同确定。电磁转矩由电机的电场和磁场之间相互作用产生，因此电磁转矩直接耦合是机电系统最基本的耦合形式。

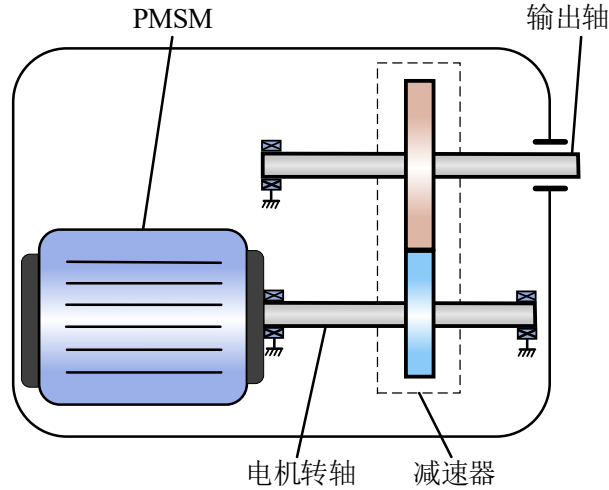


图 5-1 电驱动系统简化模型

由于电机和减速器采用一体式连接方式，所以电机的电磁转矩等于减速器主动轮的驱动转矩，并且电机产生的转矩通过齿轮传动装置驱动负载。齿轮传动装置作为连接电机与负载的关键部件，不仅实现了转矩的传递，还通过合理的齿轮比调整，满足了负载对转速和转矩的不同需求。因此，电机产生的转矩，经过齿轮传动装置的转换和放大，最终驱动负载按照预定的速度和力量进行工作。

在齿轮减速器仿真键合图模型中，选取惯性元件的广义动量作为系统状态变量，根据各个元件之间的因果关系、储能元件和阻性元件的特征方程列出系统状态空间方程，如式（5-1）所示。

$$\begin{cases} \dot{x}(\tau) = \frac{D_1(\tau)}{I_1} r_{b1} - \frac{D_2(\tau)}{I_2} r_{b2} - \dot{e}(\tau) \\ \dot{D}_1(\tau) = K_m i - b_m \omega_1 - r_{b1} [c_m \dot{x}(\tau) + K(\tau) f(x)] - A_1(t) \lambda \mu [c_m x(\tau) + K(\tau) f(x)] \\ \dot{D}_2(\tau) = -T_2 + r_{b2} [c_m \dot{x}(\tau) + K(\tau) f(x)] + A_2(t) \lambda \mu [c_m x(\tau) + K(\tau) f(x)] \\ \dot{i} = \frac{u_a}{L_a} - \frac{R_a}{L_a} i - \frac{K_m}{L_a} \omega_1 \end{cases} \quad (5-1)$$

由于减速器系统中包含了静态误差、齿面摩擦、间隙函数以及啮合刚度等诸多非线性因素，这些因素往往会对系统的稳定性和精度产生不利影响，因此，为了有效控制和调节电气系统的输出转速，确保其在复杂工况下仍能维持良好的运行性能，本小结特别运用了 20-sim 软件自带的 PID 控制器。通过 PID 控制器，能够针对减速器系统中的非线性特性进行精准补偿和控制，从而实现对电气系统输出转速的稳定、可靠控制。电机转速 PID 控制系统键合图模型如图 5-2 所示，其中 SP 代表电机输出转速的预期值， MV 表示电机系统输出转速当前值，经过 PID 控制器输出电压值，经过可变势源 MSe 输入给系统。

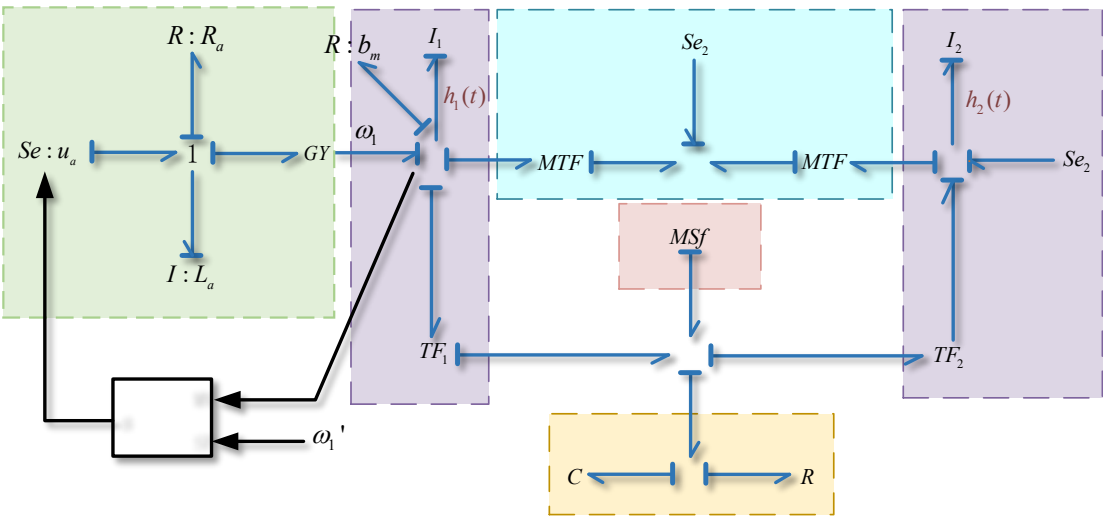


图 5-2 电机转速 PID 控制系统键合图模型

根据上述分析可知，电机-减速器系统具有复杂的非线性动力学。为运用键合图仿真软件 20-sim 对模型仿真，其无量纲后的系统的主要参数如表 5-1 所示。

表 5-1 电机-减速器系统主要参数

参数	数值
电枢回路总电阻 R_a / Ω	0.1
电枢回路总电感 L_a	0.5
电动势系数 $k_m / (Nm / A)$	0.2
主动轮与从动轮齿数 z_1 、 z_2 / 个	20、60
主动轮与从动轮模数 m / mm	3
主动轮与从动轮质量 m_1 、 m_2 / kg	10.49、31.46
摩擦因数 μ	0.2
啮合阻尼系数 $c_m / (N \cdot s / m)$	500
齿侧间隙 b / mm	0.1
平均啮合刚度 $\bar{k} / (N / m)$	3.5×10^8
静态误差幅值 e_a / mm	0.05

5.1.2 永磁直流电机-减速器动力学特性分析

通过改变电机输出转速，分析系统动态响应相关变化。如图 5-3 所示，当电机转速 n 为 68 r/min 时，主动轮与从动轮相对速度波形具有一定规律，但是幅值并不稳定。啮合点间相对位移为比较稳定的周期函数，主动轮角速度在 6.8 rad/s 上下波动，相图为多条闭合曲线，此时系统呈现出倍周期振动响应。如图 5-4 所示，当电机转速 n 为 200 r/min 时，相对速度与相对位移变得更加不稳定，主动轮角速度在 20 rad/s 上下波动，相图较为混乱。

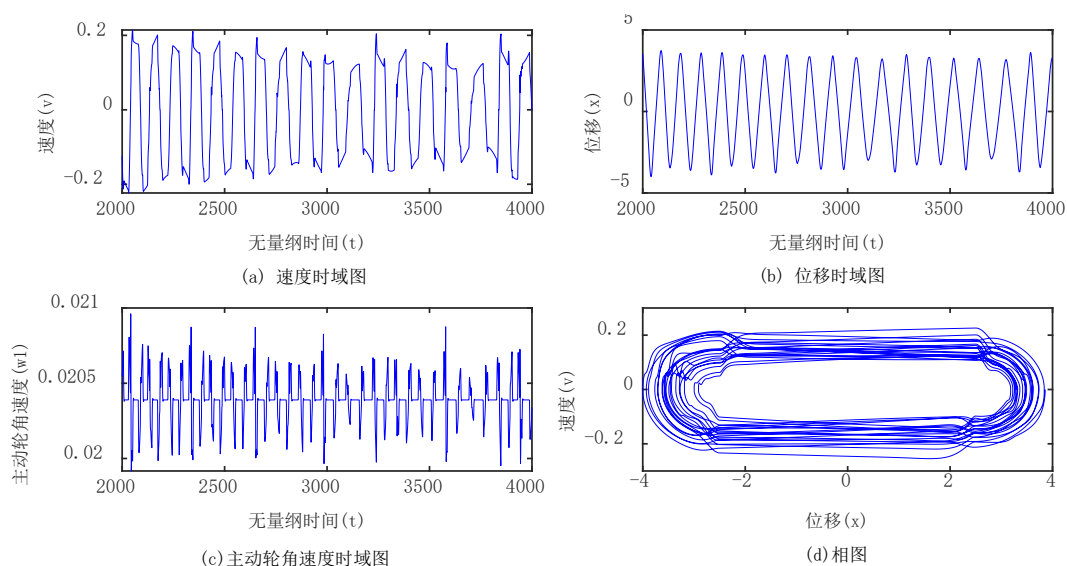


图 5-3 电机转速为 68 r/min 时系统动态响应

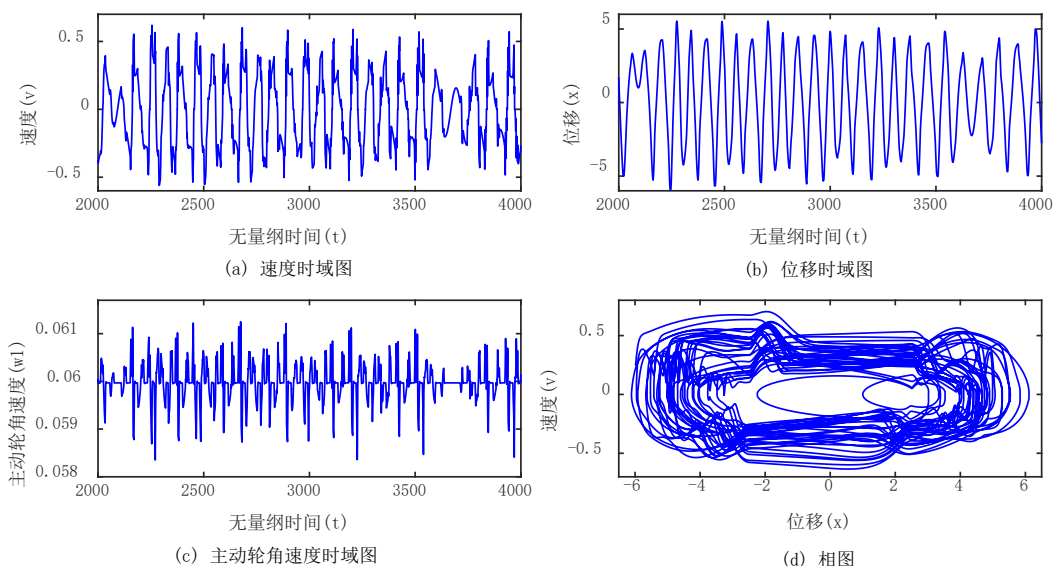


图 5-4 电机转速为 200 r/min 时系统动态响应

如图 5-5 所示，当电机转速 n 为 350 r/min 时，系统时域图以一定的周期运动，主动轮角速度在 35 rad/s 上下波动，波动幅值以及波动频率增加，相图回归

到较为稳定的多条闭合曲线，此时系统呈现为较稳定的周期振动响应。如图 5-6 所示，当电机转速 n 为 1250 r/min 时，系统时域图波动幅度较大，主动轮角速度在 125 rad/s 上下波动，相图较为混乱。随着电机输出转速的增加，齿轮间相对速度以及相对位移幅值增大，并且变化频率增加，齿轮主动轮角速度在一定的幅值上下波动，随着电机转速增加主动轮转速也随之增加。

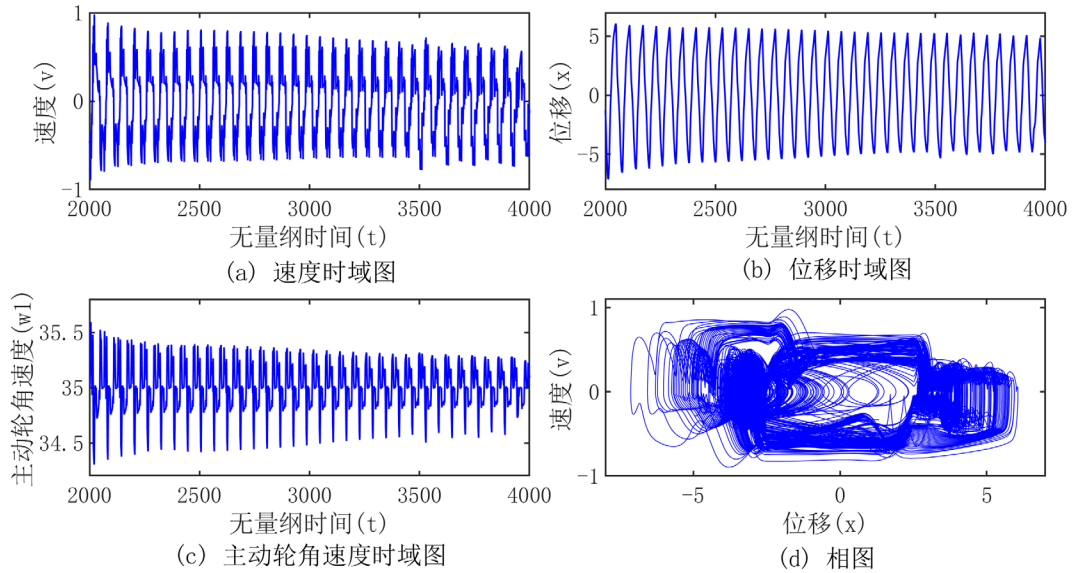


图 5-5 电机转速为 350 r/min 时系统动态响应

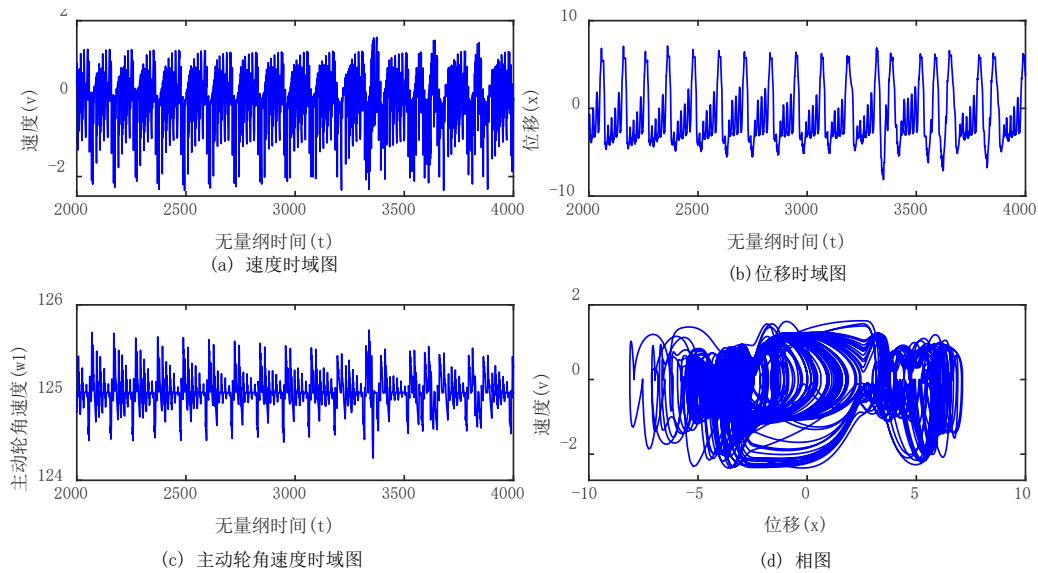


图 5-6 电机转速为 1250 r/min 时系统动态响应

平均啮合刚度与啮合刚度幅值比值为刚度波动系数 δ ，该比值用于表征啮合刚度在运动过程中的周期性变化幅度与其平均值的相对关系，常用于评估齿轮系统的动态特性（如振动、噪声等）的稳定性。由图 5-7 所示，当 δ 为 0.17 时，齿轮副相对速度以及相对位移波形具有一定规律性，主动轮角速度在 6.8 rad/s 上下

波动，波动频率比较大，相图为多条闭合曲线，系统较稳定。如图 5-8 所示，当 δ 为 0.37 时，齿轮副相对速度以及相对位移波形在前半段时间波形较稳定，后半段时间波形没有规律性，主动轮角速度在 6.8 rad/s 上下波动，波动频率较小，相图为多条闭合曲线，但图形较混乱，出现交叉曲线。

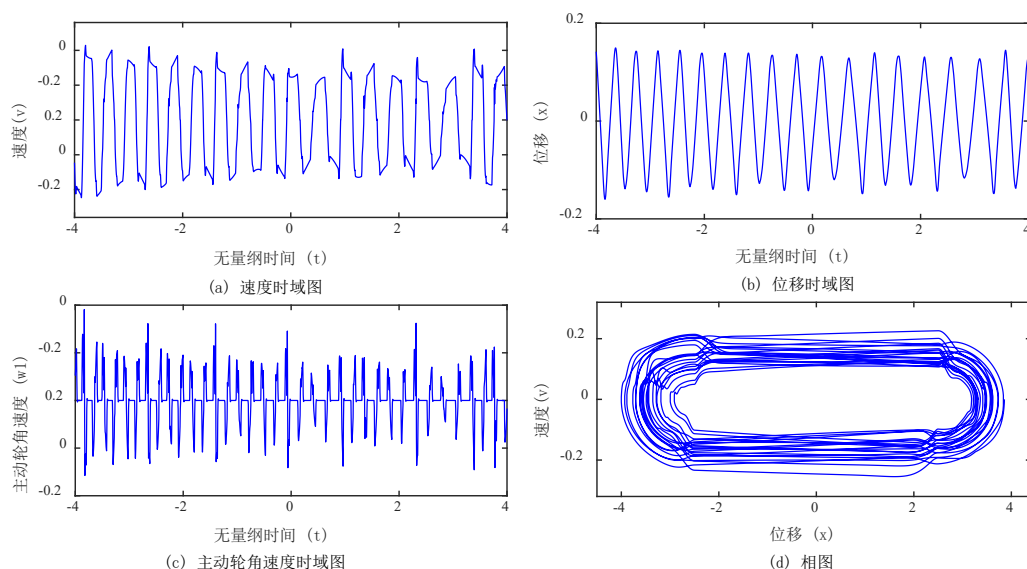


图 5-7 刚度波动系数为 0.17 时系统动态响应

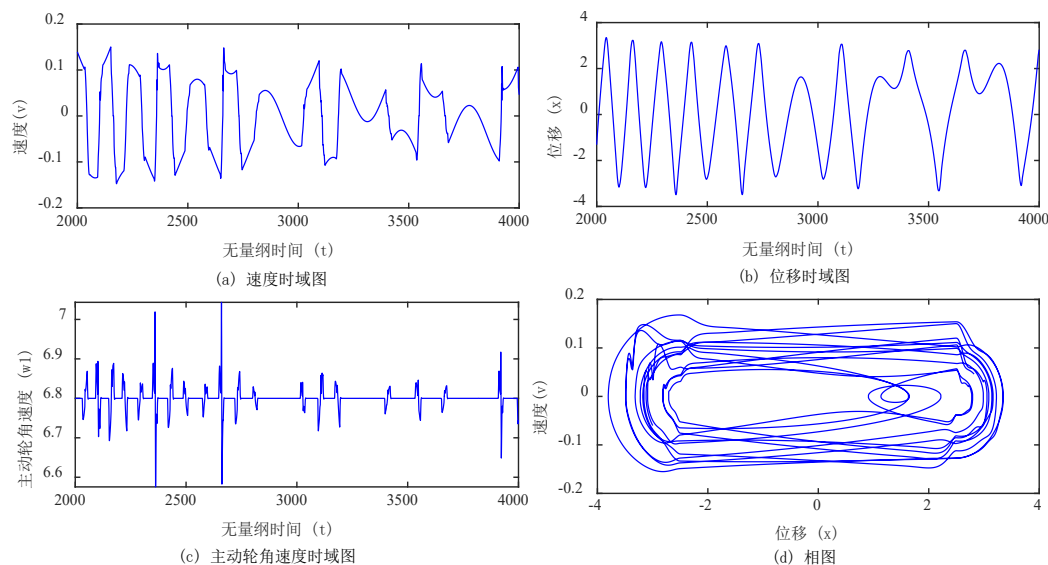


图 5-8 刚度波动系数为 0.37 时系统动态响应

如图 5-9 所示，当 δ 为 0.57 时，齿轮副相对速度以及相对位移波形规律性减弱，主动轮角速度在 6.8 rad/s 上下波动，波动频率和幅值较小，相图较为混乱，多条闭合曲线交叉。如图 5-10 所示，当 δ 为 0.77 时，齿轮副相对速度以及相对位移波形规律性减弱，主动轮角速度在 6.8 rad/s 上下波动，波动频率和幅值较小，相图变得混乱，多条没有规律曲线交叉。随着时变啮合刚度的变化，引起系统振

动情况发生变化，并且会使系统发生振动较为严重的情况。啮合刚度的变化对主动轮幅值影响不大，但是会导致主动轮波动频率改变。

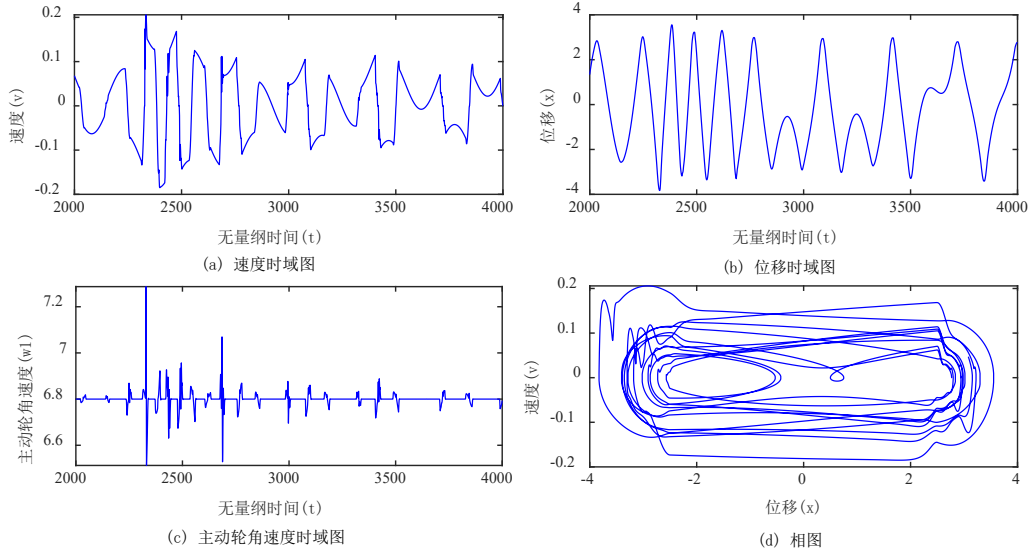


图 5-9 刚度波动系数为 0.57 时系统动态响应

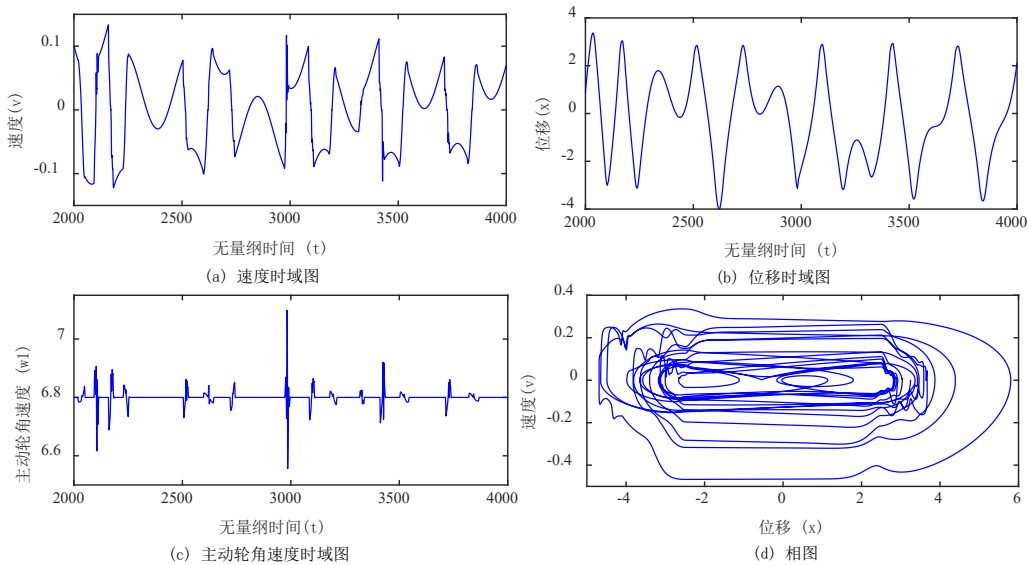


图 5-10 刚度波动系数为 0.77 时系统动态响应

静态误差幅值是工程控制、机械系统和测量技术中用于描述系统在稳态下输出与期望值之间偏差的指标。反映了系统在稳定状态下的精度或准确度，通常指误差的最大绝对值或波动范围。通过修改静态误差幅值 e_a ，分析系统动态响应变化。如图 5-11 所示，当静态误差幅值 e_a 为 0.12 时，由于电机加速缓慢，因此主动轮与从动轮相对速度幅值逐渐减小，啮合点间相对位移为周期规律变化，主动轮角速度在 7.3 rad/s 上下波动，相图为多条类似椭圆闭合曲线，此时系统变化较规律。如图 5-12，当静态误差幅值 e_a 为 0.16 时，主动轮与从动轮相对速度以一

定周期变化，但是波形波动较大，啮合点间相对位移为周期规律变化，主动轮角速度仍然在 7.3 rad/s 上下波动，相图闭合曲线变得不规律，但仍为多条闭合曲线。

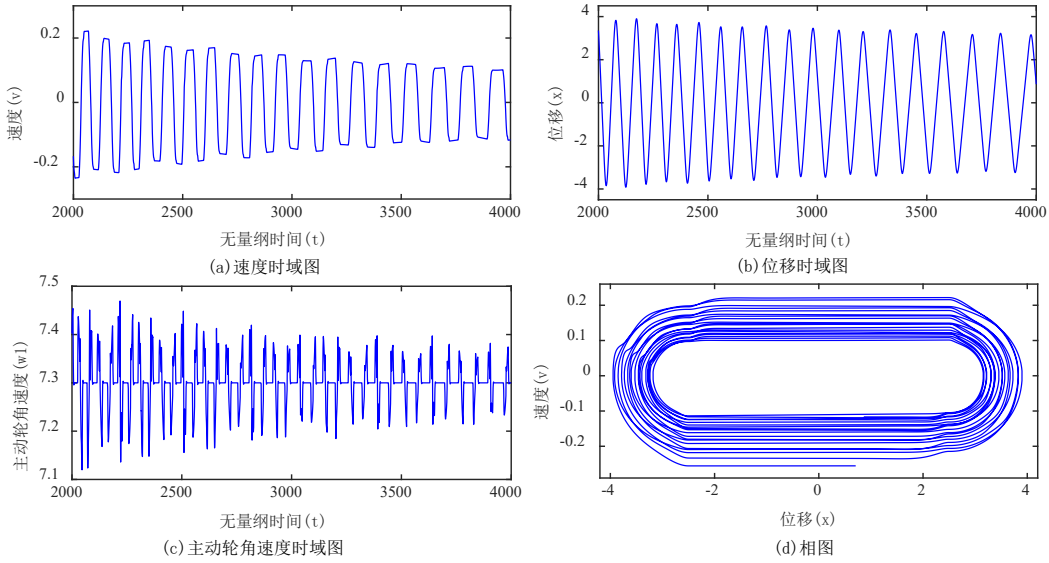


图 5-11 静态误差幅值为 0.12 时系统动态响应

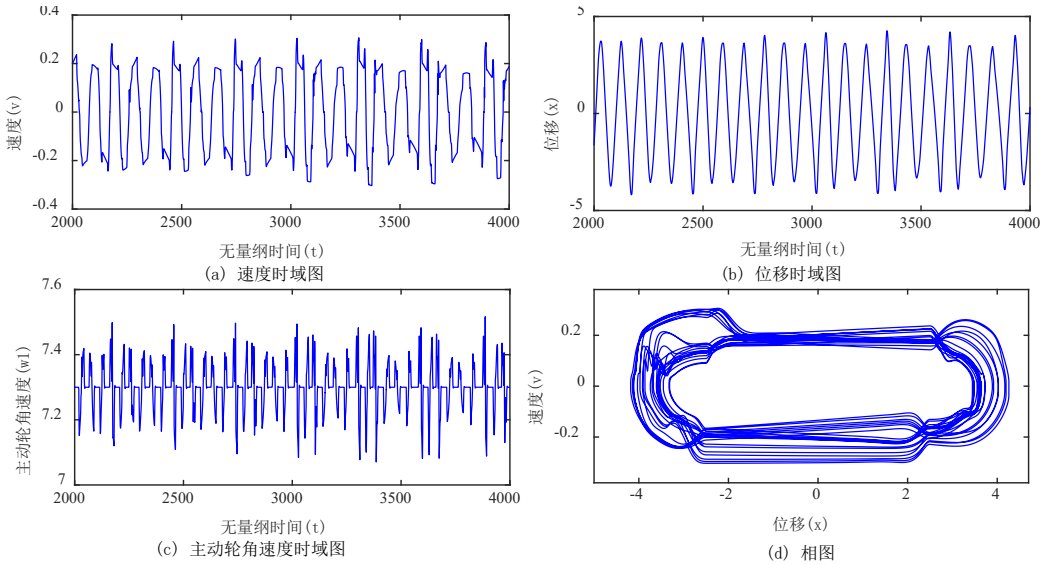


图 5-12 静态误差幅值为 0.16 时系统动态响应

如图 5-13 所示，当静态误差幅值 e_a 为 0.26 时，主动轮与从动轮相对速度周期性减弱，波形波动较大，啮合点间相对位移为周期性减弱，波形幅值有所变化，主动轮角速度仍然在 7.3 rad/s 上下波动，相图闭合曲线变得更加不规律，但是仍为多条闭合曲线。如图 5-14 所示，当静态误差幅值 e_a 为 0.44 时，主动轮与从动轮相对速度波形不具有周期性，啮合点间相对位移波形幅值变化较大，主动轮角速度仍然在 7.3 rad/s 上下波动，相图闭合曲线变得更加不规律，但是仍为多条闭合曲线，系统响应逐渐变得不规律。随着静态误差幅值增大化，系统由规律的周

期运动逐渐变得混沌,并且随着静态误差幅值增大主动轮角速度稳定在一定值不变,但波动频率有所变化。

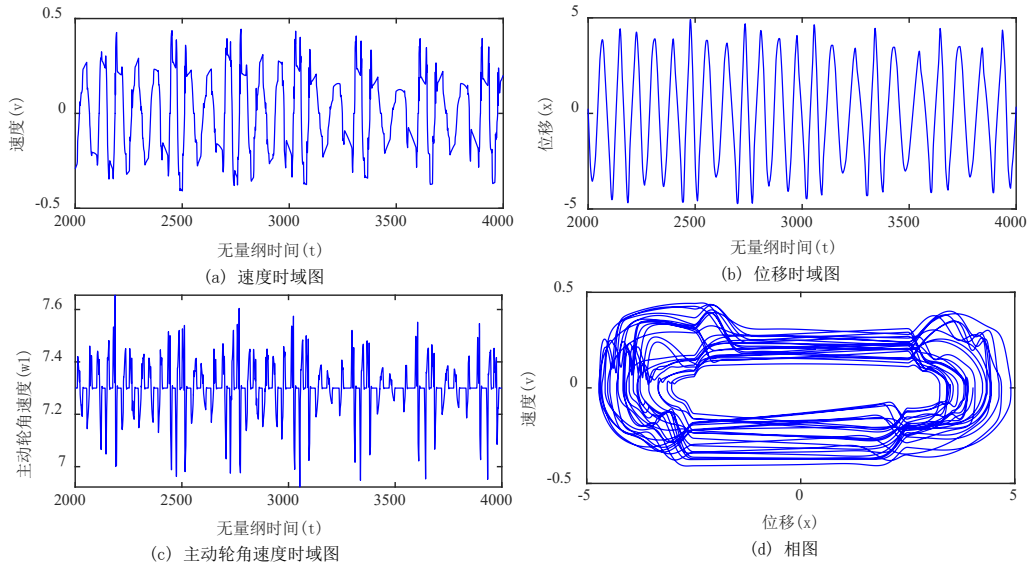


图 5-13 静态误差幅值为 0.26 时系统动态响应

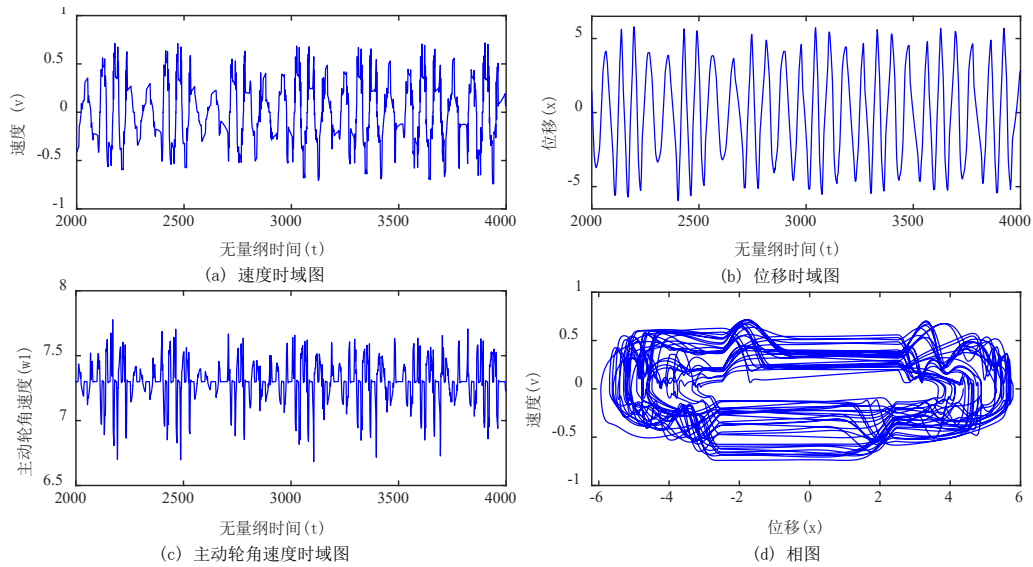


图 5-14 静态误差幅值为 0.44 时系统动态响应

5.2 永磁同步电机-减速器动力学特性分析

5.2.1 永磁同步电机-减速器键合图模型

电驱动系统键合图模型主要由 PMSM 键合图模型和减速器齿轮副传动系统键合图模型组成。在建立电驱动系统键合图模型时,首先建立子系统键合图模型,之后根据系统内的功率流向以及各个变量之间的因果关系逐步建立整体系统键合图模型。电驱动系统键合图模型如图 5-15 所示。在电驱动系统模型中,由于 PMSM 与减速器通过传动轴连接,考虑到传动轴的柔性刚度,在图 5-15 中通过

0 结将 PMSM 模型与减速器传动系统模型连接起来，通过容性元件 C 表示传动轴的柔性刚度。在模型中，减速器传动系统模型为整体系统的机械域。

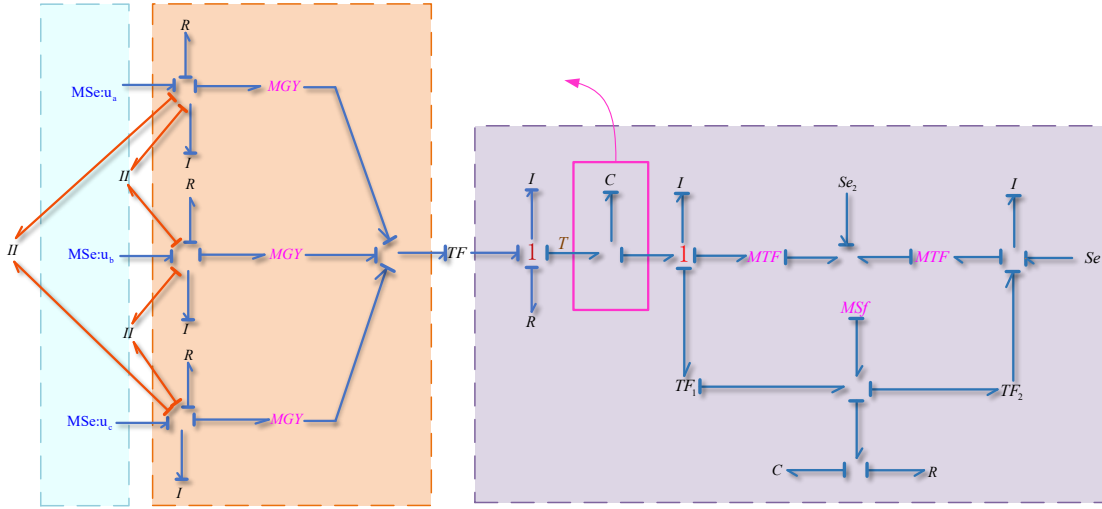


图 5-15 电驱动系统键合图模型

由图 5-15 可知电机轴输出转矩 T 为：

$$T = T_e - \frac{B}{p} \omega_r + \frac{J}{p} \frac{d\omega_r}{dt} \quad (5-2)$$

式中， B 为阻尼系数， J 为转动惯量， ω_r 为机械转速。

根据第三章和式子 (5-2) 可得系统状态方程：

$$\begin{cases} \dot{\delta}(t) = \frac{h_1(t)}{I_1} r_{b1} - \frac{h_2(t)}{I_2} r_{b2} - \frac{\dot{e}(t)}{\omega_n l} \\ \dot{h}_1(t) = \frac{T}{\omega_n^2 l} - \frac{r_{b1}}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] - \frac{y_1 \operatorname{sgn}(v_s) \mu}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] \\ \dot{h}_2(t) = -\frac{T_2}{\omega_n^2 l} + \frac{r_{b2}}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] + \frac{y_2 \operatorname{sgn}(v_s) \mu}{\omega_n l} \left[c_m \dot{\delta}(t) + \frac{K(t)f(\delta)}{\omega_n l} \right] \end{cases} \quad (5-3)$$

5.2.2 永磁同步电机-减速器动力学特性分析

在确定 PMSM 键合图模型之后，本节在第三章建立模型的基础上，可以进一步建立电驱动系统键合图模型。驱动系统中电机启动时通常需要很大的电流，在大电流启动的情况下会产生大量热量，损耗能量等。因此，本节在模型中使用变频器实现系统软启动的功能。

电驱动系统键合图模型输出的三相电流如图 5-16 所示，在模型中 PMSM 连接减速机构并且增加了相应的负载。在图 5-16 中，电驱动系统输出三相电流在前两秒期间电流由大逐渐减小，最终趋于稳定。在电驱动系统中，由于恒定负载

的作用，以及 PMSM 通过变频启动，所以系统的三相电流在启动时呈先增大后减小的趋势。在图 5-16 中可以观察到，三相电流在稳定时满足相位相差 120° 。

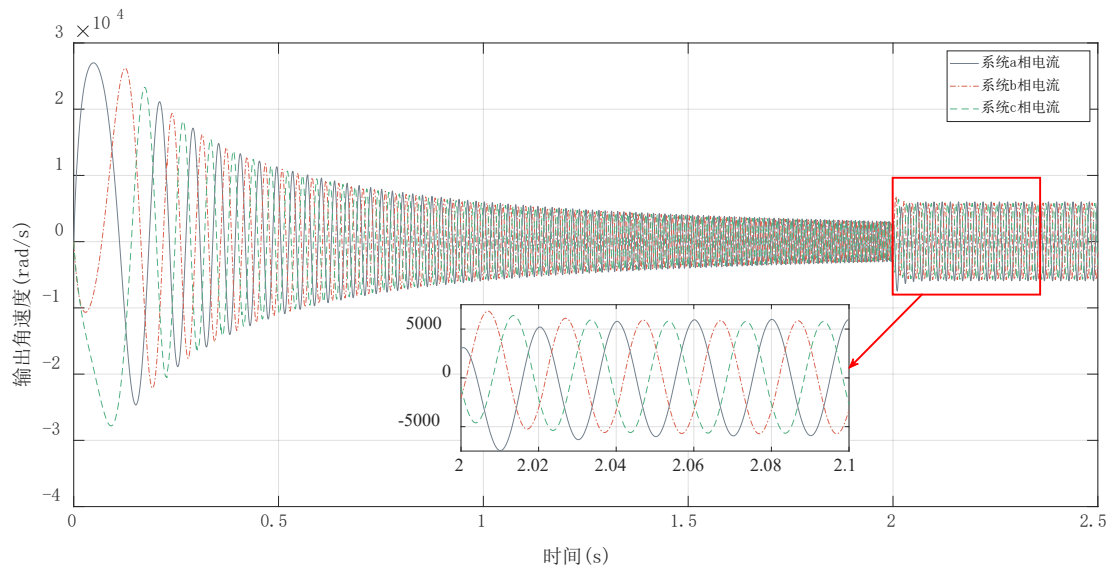


图 5-16 电驱动系统输出三相电流

根据永磁同步电机-减速器键合图模型，对转速进行分析。图 5-17 和图 5-18 分别为电驱动系统不同频率输出电磁转速和系统输出轴输出转速。

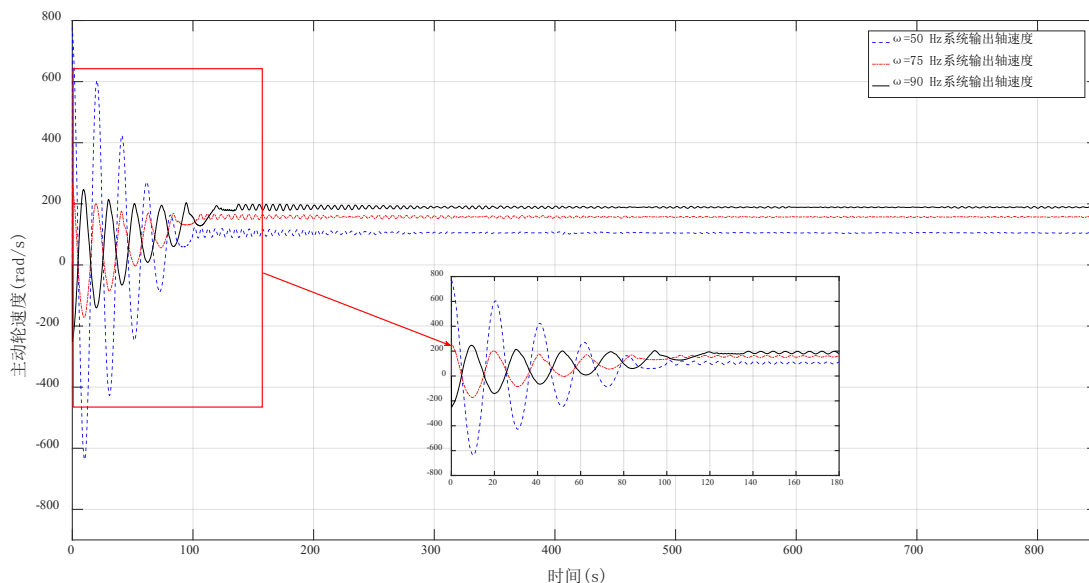


图 5-17 电驱动系统不同频率输出电磁转速

由图 5-17 可知系统输出电磁转速，电机转速达到稳定的时间较长，并且其输出的转速具有一定的波动。图 5-17 中电驱动系统输出电磁转速由大至小，最终趋于稳定，并且最终稳定的值与电子电流频率值相对应，但是在 100 s 趋于稳定后，在机电耦合等因素的影响下，不同频率的转速曲线都产生明显的波动，并且，频率越高，电磁转矩在趋于稳定后波动越大。

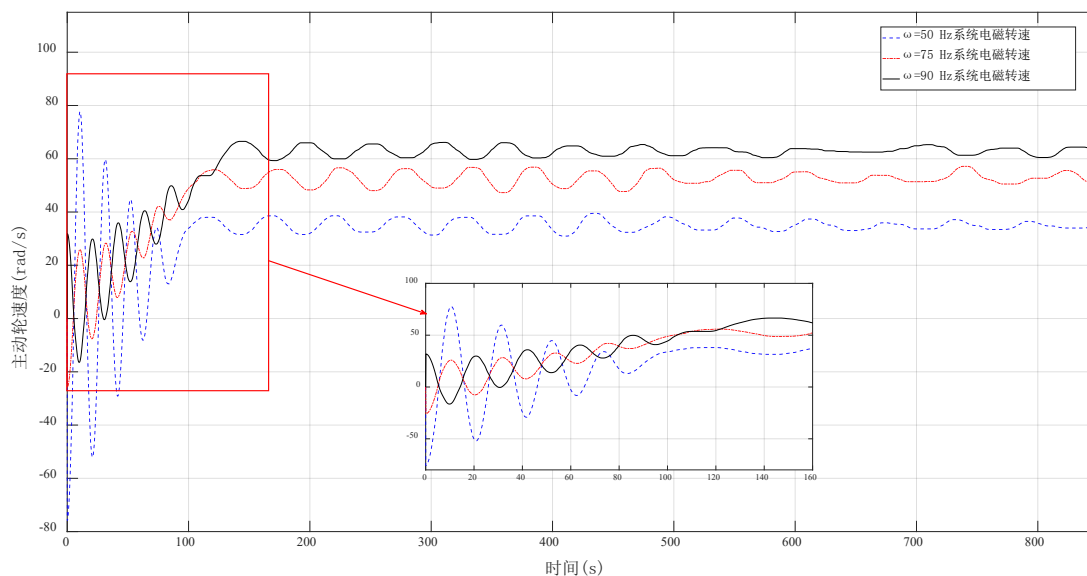
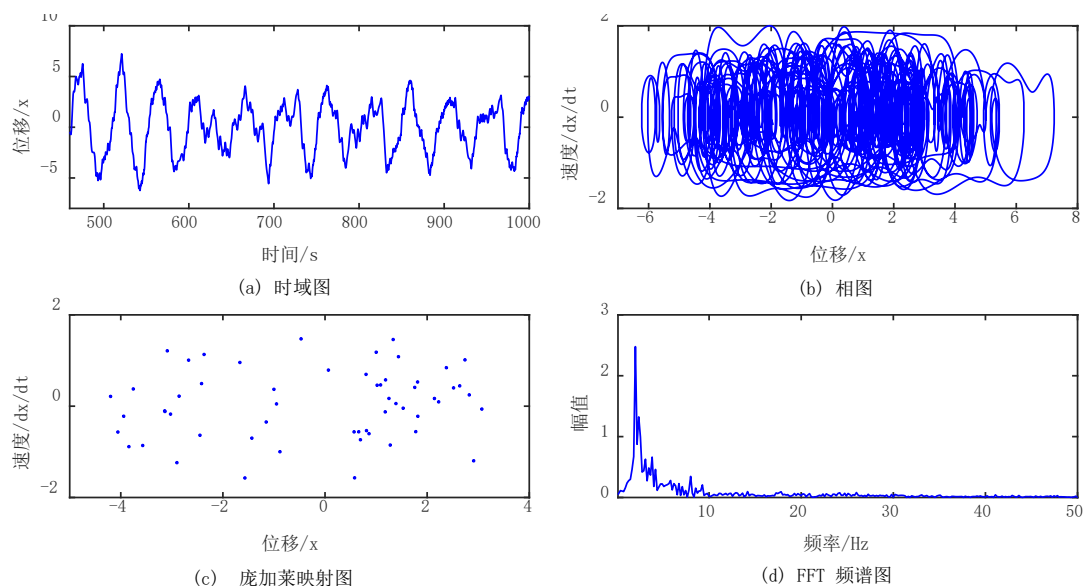


图 5-18 电驱动系统不同频率输出轴转速

如图 5-18 所示，在电机启动阶段，频率较低的转速曲线（50 Hz）相较于其他频率的转速曲线波动较大，但在曲线趋于稳定后，不同频率的转速曲线均稳定在一定的数值。

通过 20-sim 仿真软件对电驱动系统键合图模型进行仿真，并对结果进行动力学特性分析。仿真结果分别考虑传动系统中齿侧间隙、齿面摩擦系数以及电机转速对系统动态特性的影响。主要包括改变上述参数后传动系统中啮合点间相对位移的时域分析、相平面图分析、Poincare 截面图分析和频谱分析。不同齿侧间隙下的系统响应如图 5-19 所示。

(a) $b=0$

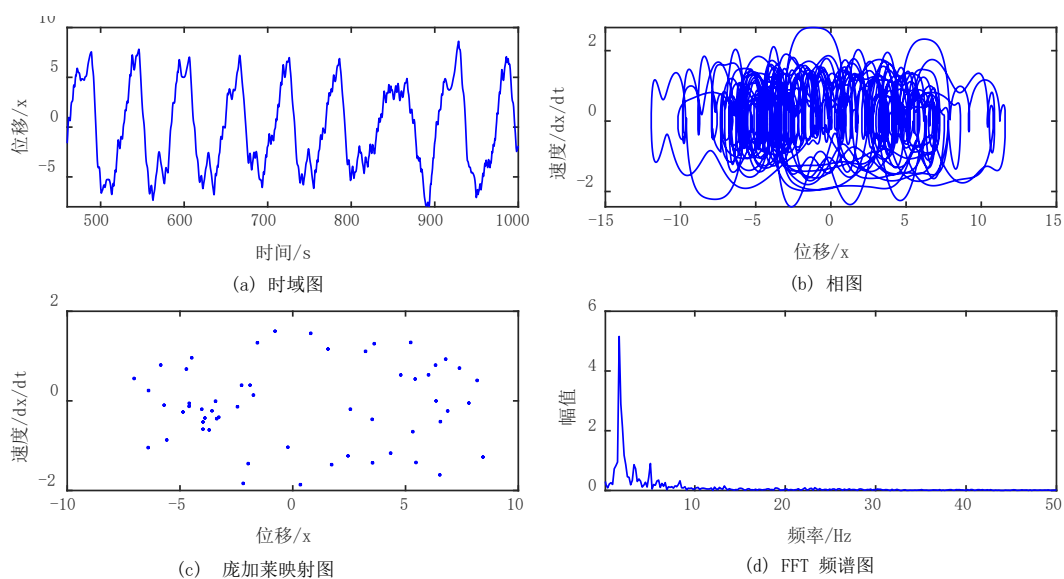
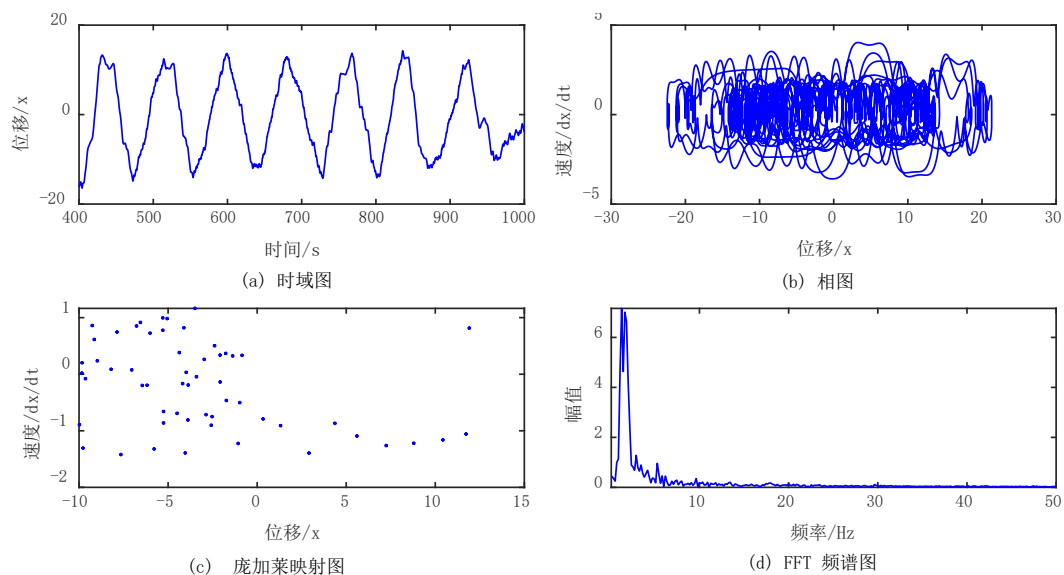
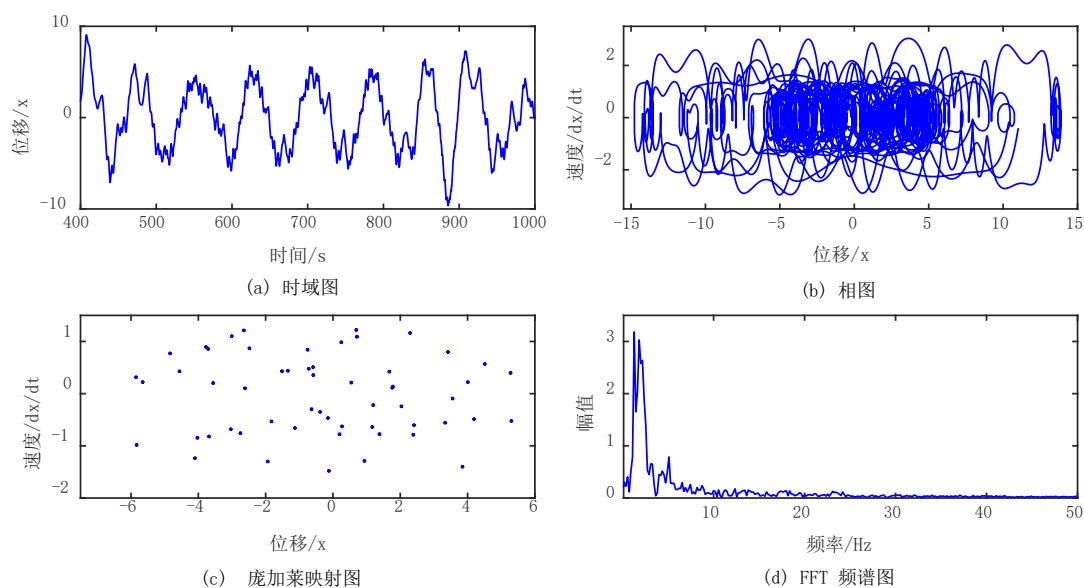
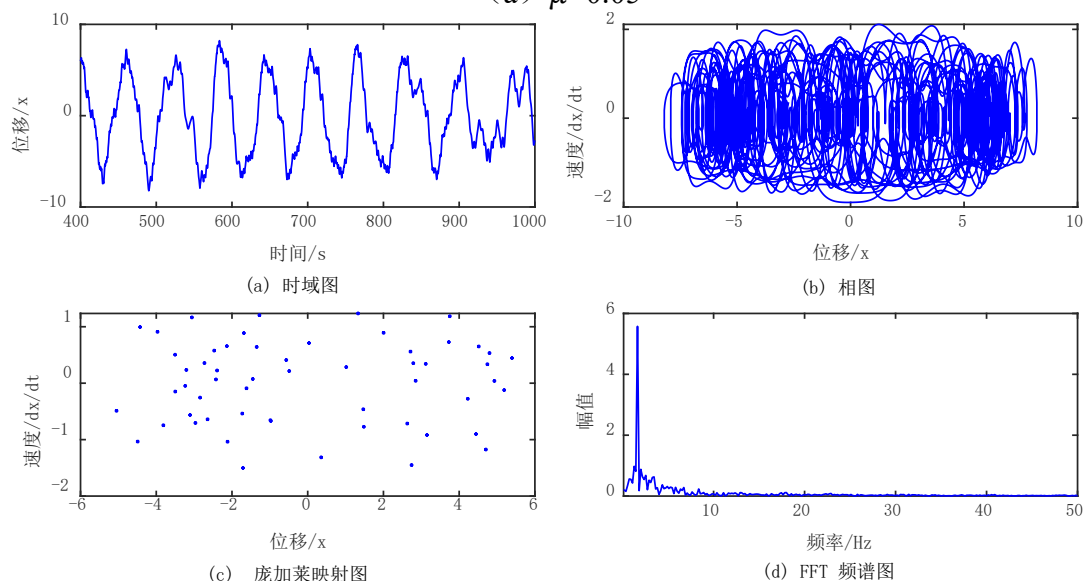
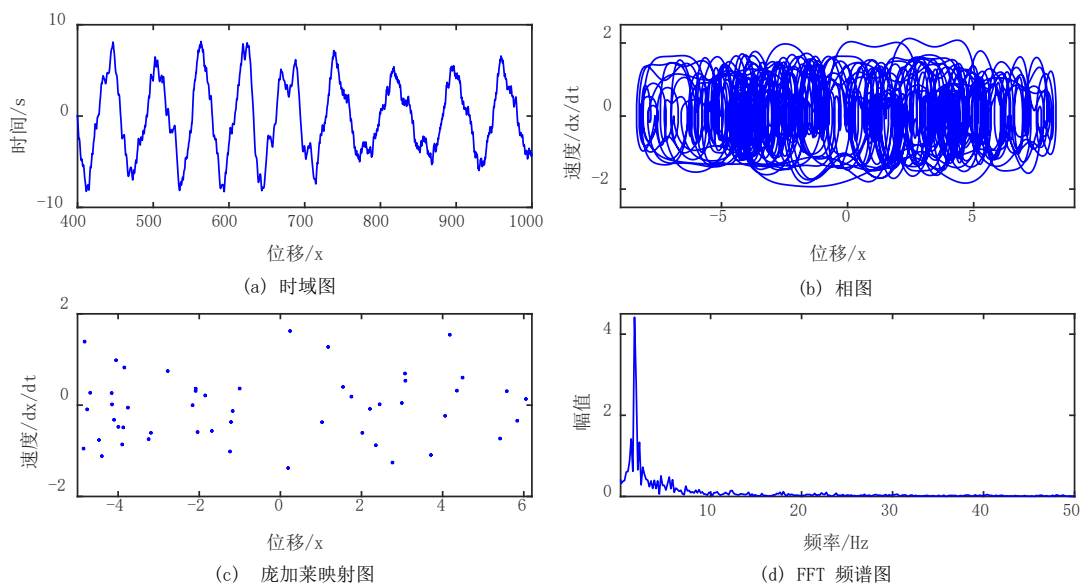
(b) $b=0.1$ (c) $b=0.3$

图 5-19 不同齿侧间隙下的系统响应

在理想情况下，即当齿侧间隙 b 的值为 0 时，如图 5-19 (a) 所示。从时域波形图可以看出，啮合点间相对位移幅值波动较大；相图由多条闭合曲线组成，相图较为杂乱，没有规律性；频谱图由多个散乱点组成，并且充满整个区域；由相图和映射图可以看出系统出现不稳定情况；频谱图中具有突出的主频率。如图 5-19 (b) 和 (c) 显示了随齿侧间隙增大的系统响应变化情况。从时域波形图可以看出，随着齿侧间隙的值增大系统啮合点间相对位移幅值在 0 值上下波动，且波动幅值逐渐增大。由相图和映射图可知随着间隙增大，系统响应表现出波动幅值较大和混乱无序的运动状态。

不同摩擦系数下的系统响应如图 5-20 所示，图 5-20 (a)、(b) 和 (c) 分别显示了齿面摩擦系数 μ 为 0.05、0.1 和 0.25 时的系统响应。当 μ 为 0.05 时，分析系统时域图可知，曲线在 0 值上下波动；相图由多条闭合曲线组成，相图较为杂乱，没有规律性；映射图由多个散乱的点组成，且充满整个区域；频谱图具有突出的主频率。由相图与映射图可知在齿面摩擦系数为 0.05 时系统较为混乱。由图 5-20 (a)、(b) 和 (c) 时域图分析可知，随着齿面摩擦系数增大，位移曲线波动幅值逐渐增大；随着吃面摩擦系数增大相图变得更加混杂无序；由映射图可知，系统中仍存在多个点，且不满整个区域。由图 5-20 (a)、(b) 和 (c) 的相图以及映射图可知，随着齿面摩擦系数的增大，系统混沌趋势相应扩大。

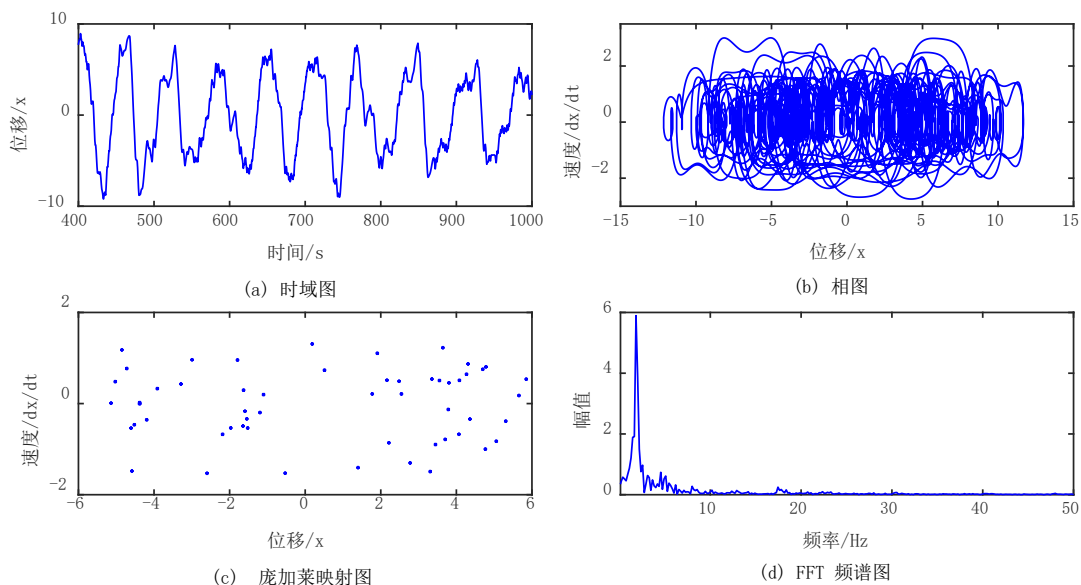
(a) $\mu=0.05$ (b) $\mu=0.1$



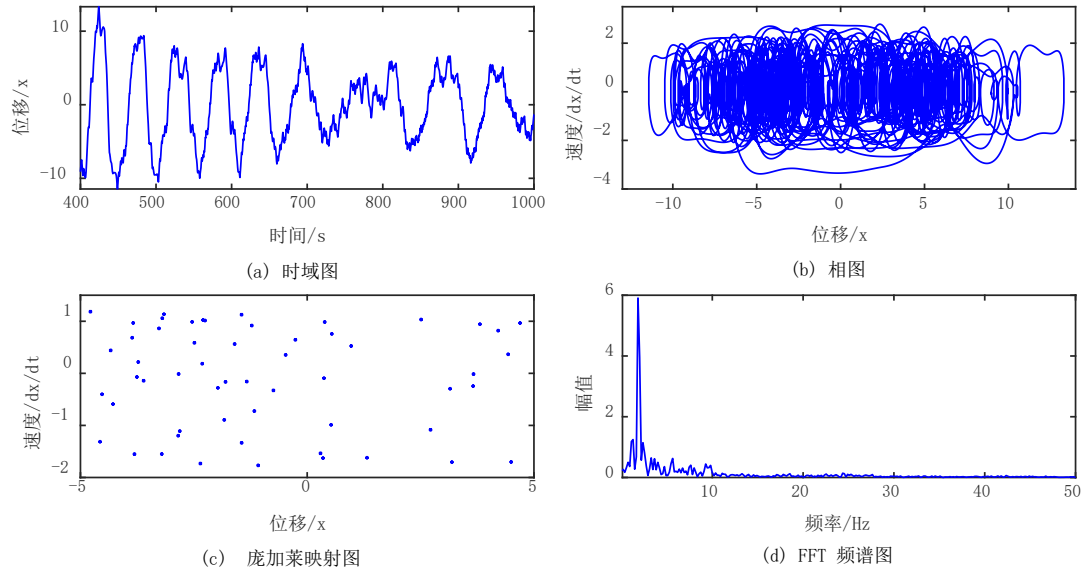
(c) $\mu=0.25$

图 5-20 不同摩擦系数下的系统响应

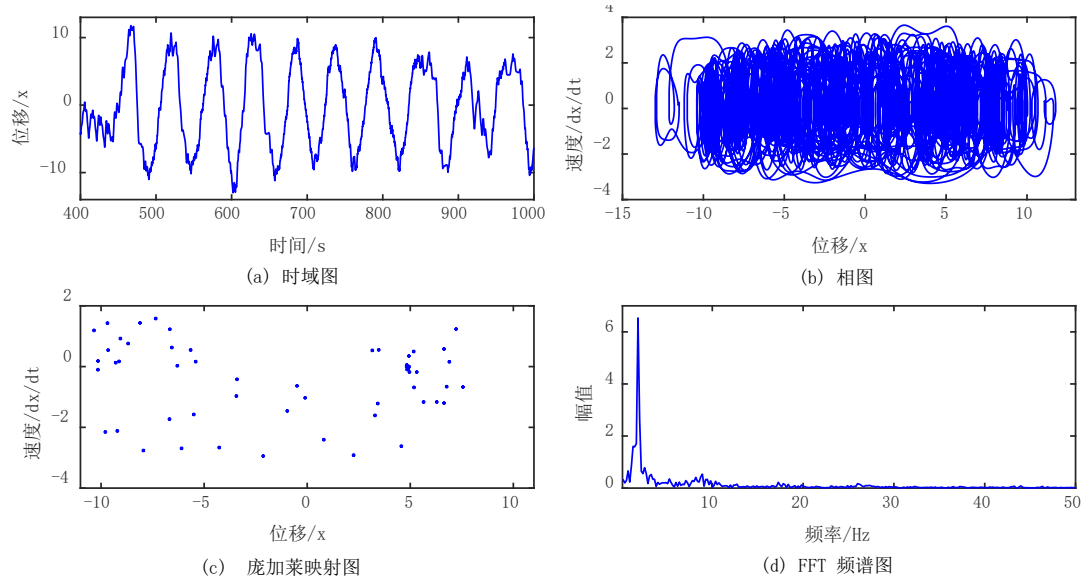
电机不同转速下系统动态响应如图 5-21 所示，图 5-21 (a)、(b) 和 (c) 分别显示了电机转速 n 为 1000 rpm、1500 rpm 和 1800 rpm 时的系统响应，即分析随着电机转速增大系统的动态响应。在分析时选取系统相图、映射图和频谱图时域图中幅值较为稳定的部分。从图 5-21 (a) 时域响应图可以看出系统振动现象较为明显，齿轮啮合点间相对位移在 0 值附近上下波动；系统相图由多条闭合曲线相互缠绕组成，相图较为杂乱，没有规律性；映射图为多个离散的点，并且充满了空间中的大部分区域；由频谱图可知系统有一个明显的主频率。



(a) $n=1000$ rpm



(b) $n=1500$ rpm



(c) $n=1800$ rpm

图 5-21 不同电机转速下的系统响应

图 5-21 (b) 中时域图可知，系统在初始状态下振幅较大，但比图 5-21 (a) 中的幅值略微减小，但比图 5-21 (a) 稳定的幅值较大。系统相图为多条闭合曲线相互缠绕，映射图也为多个离散没有规律的点，频谱图具有一个突出的主频率。从图 5-21 (c) 中时域图可知，系统振幅增大，但是规律性较小。相图为多条没有规律得闭合曲线，映射图为多个离散的点，系统有一个明显主频率。随着电机转速增加，系统在运行过程中更加不平稳，齿轮啮合点间相对位移最终稳定的曲线也更加没有规律性。

5.3 电驱动系统的键合图动力学特性分析

5.3.1 电驱动系统的键合图模型

电动汽车的驱动系统是一个高度集成的机电耦合系统。从动力电池组输出的直流电能经过电压转换后，被送入逆变器，逆变器将直流电转换为三相交流电，进而驱动牵引电机。电机根据车辆的行驶需求和车轮转速调整电流，以确保输出合适的转矩。电机输出的转矩通过差速器等部件传递到车轮，从而实现高效的动力输出和精准的车辆控制。

电动汽车电驱动系统键合图模型如图 5-22 所示。该模型由逆变器、PMSM、连接轴、减速器和差速器等部件组成。在模型中，直流电源通过势源 Se 表示直接传入逆变器中。通过逆变器变换后输出三相交流电，通过 0 结连接到 PMSM 的输入端，三相电分别接入 PMSM 三个输入端口，即 PMSM 模块的 1 结。电机与减速器之间通过连接轴连接。模型中减速器由变换器 TF 表示，通过变换器的变换将电机输出的转矩传递到差速器。最后通过差速器将转矩等能力传递到车轮，最终驱动电动汽车运行。

在电驱动系统模型中，由于考虑到逆变器的非线性以及差速器等关键部件，因此电驱动系统为较复杂的多能域耦合系统。在仿真前首先确定模型参数的值，如表 5-2 所示。

表 5-2 电驱动系统基本参数及含义

参数符号	参数含义	参数值
ψ_m	永磁体磁链	0.09
R_s (Ω)	绕组相电阻	0.013
L_{aa}, L_{bb}, L_{cc} (H)	定子绕组的自感	2×10^{-4}
L_{ab}, L_{ac}, L_{bc} (H)	定子绕组的互感	2×10^{-6}
J ($kg \cdot m^2$)	转子转动惯量	0.01
c ($N \cdot s/m$)	转子阻尼系数	0.2
R_{ds} (Ω)	二极管阻值	100
f_s (Hz)	基波频率	50
f_c (Hz)	载波频率	1500
n_i	齿数比	2

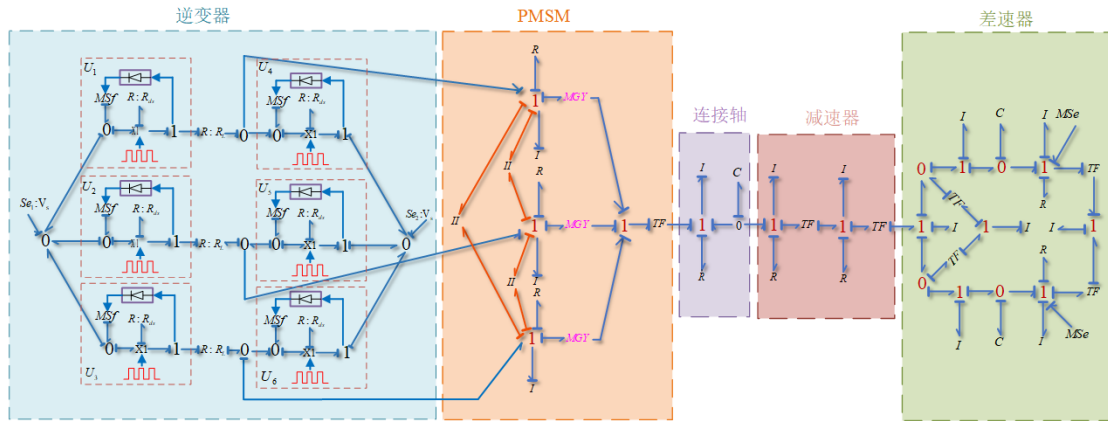


图 5-22 电驱动系统的键合图模型

5.3.2 电驱动系统的动力学特性分析

为研究稳态工况下电动汽车电驱动系统中机械部分与电气部分之间的耦合关系，本节针对电驱动系统空载与有载时，分别考虑理想三相电源与三相逆变电源两种情况，并分析研究该工况下系统的电机电流、机械转速和转矩中的频率成分。需要注意的是，本节后续出现的有载/空载指的是差速器负载端是/否加载。

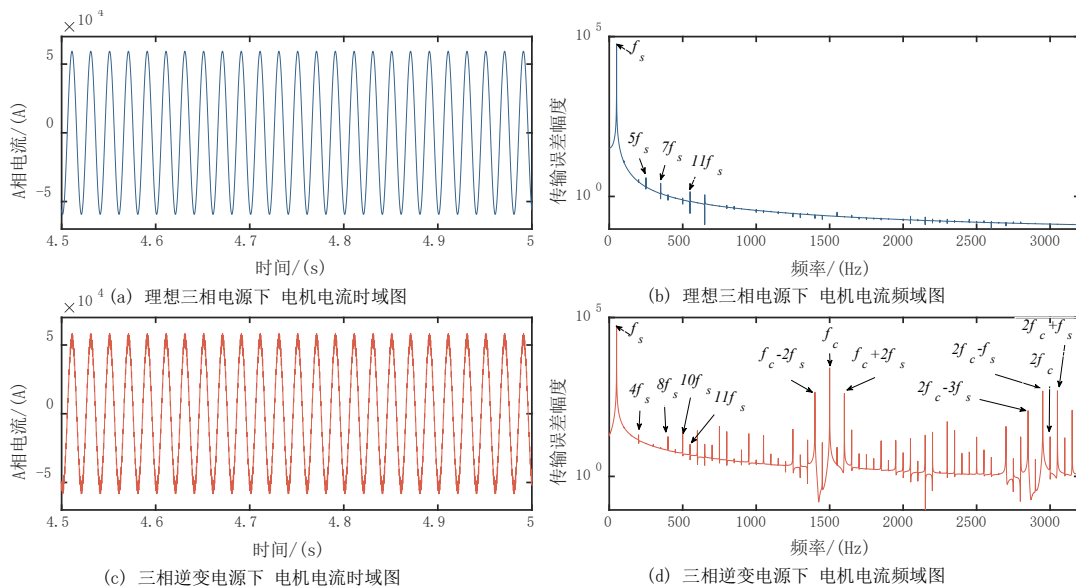


图 5-23 空载情况下电流对比图

首先，分析图 5-23 所示空载情况下的电流对比情况，从时域图可以看出，理想三相电源下的电机电流波形是正弦，三相逆变器电源下的电机电流趋近于正弦，但仍然存在许多高频的波动。这是由 SPWM 驱动的逆变器开关器件反复开启关闭造成的。从理想三相电源下的电机电流频域图中可以看出，其在电源频率 f_s 处具有较大幅值，此外，在频谱图中还存在幅度较小的电源频率的 5 次、7 次以及 11 次谐波，并无偶次谐波。这是因为在平衡的三相系统中，存在对称关系，

偶次谐波被消除，因此只存在奇次谐波。在三相逆变电源下，虽然定子电流频率主要以 f_s 为主，但是也出现电源频率、载波频率以边频等信号。如图 5-23 (d) 所示，电流频域图中除了基波频率之外，还包含了三相逆变器调制后带来的高次谐波。主要包括载波频率及其倍频以及边频。在图 5-23 (d) 中出现了电源频率的 4 次和 8 次等偶次谐波，这可能是由于电源是通过 SPWM 调制而成，并不完全理想，可能在开关器件状态变化的时刻，系统并不完全对称，因此偶次谐波并未完全被消除。另一方面，在调整仿真参数时发现，虽然提高 SPWM 的载波频率可以使得逆变器电源下的电机电流更趋近于正弦，但实际应用中开关器件更高的开关频次会加大开关损耗。

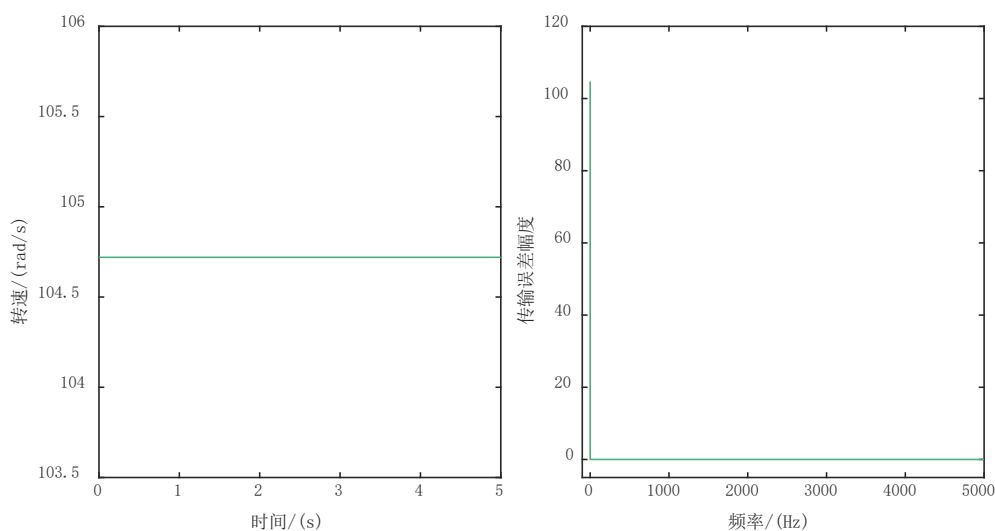


图 5-24 空载情况下理想转速图

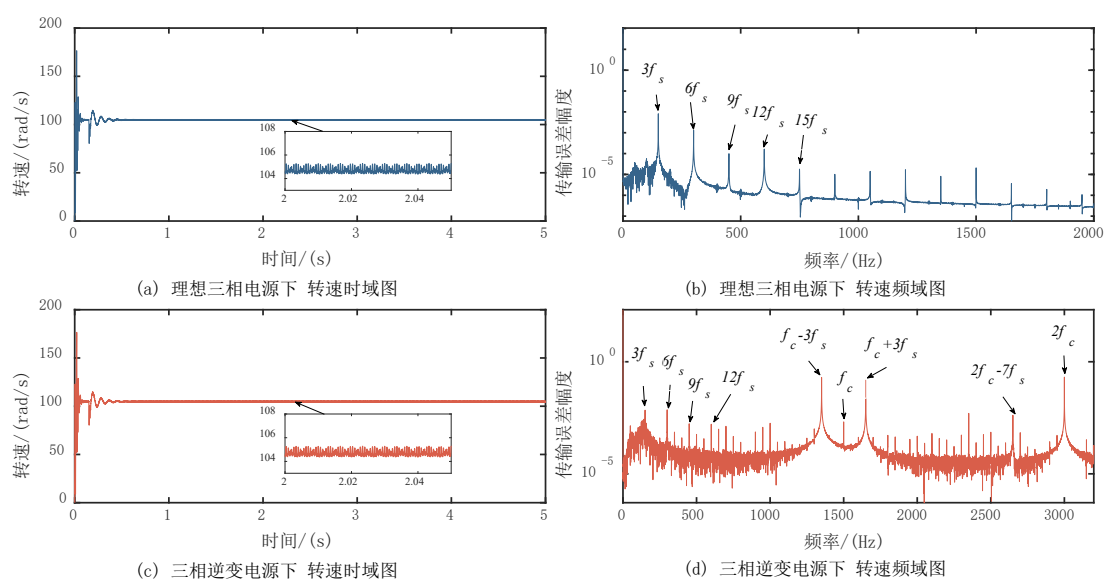


图 5-25 空载情况下转速对比图

在空载情况下，理想稳态转速如图 5-24 所示，其时域图并无波动，从频域图中看出，理想的转速的频率只有基波。如果仅对电机仿真从而不考虑传动系统和差速器，其仿真结果如图 3-19 所示，电机转速最终会稳定到一个固定值。

在考虑传动系统与差速器之后，在理想三相电源与三相逆变电源两种情况下的输出转速对比图如图 5-25 所示，由图 5-25 (a) 和 (c) 可知，其转速均稳定在幅值 104.7 rad/s 附近，但由于仿真模型是纯开环控制，且电机和传动系统与差速器直接耦合。由于这些因素的影响，使得理想三相电源下的转速在稳态时幅值仍然具有一定的波动。从而在频域图中可以看出转速波动中存在很多电源频率的倍频信号。相比于理想三相电源，在逆变器电源下的转速波动更加明显。这是由于三相逆变器的非线性，进一步放大了这些波动。如图 5-25 的 (b) 和 (d) 可知，在转速频域图中由于电机与机械系统相互耦合，在理想三相电源下转速频域图中含有电源频率以及载波频率及其倍频等。在三相逆变器电源下的转速频域图中含有频率成分更加复杂，其中在 $f_c \pm nf_s (n=1.2.3\dots)$ 处幅值较为明显。逆变器通过正弦脉冲宽度调制 (Sine Pulse Width Modulation, SPWM) 技术将直流电转换为交流电来驱动电机。因此，在 SPWM 调制过程中，载波频率远高于基波频率，用于控制逆变器中功率器件的开关频率。这种高频开关过程会产生高频谐波，这些谐波会叠加在基波上，形成边频带如 $f_c \pm 3f_s$ 。

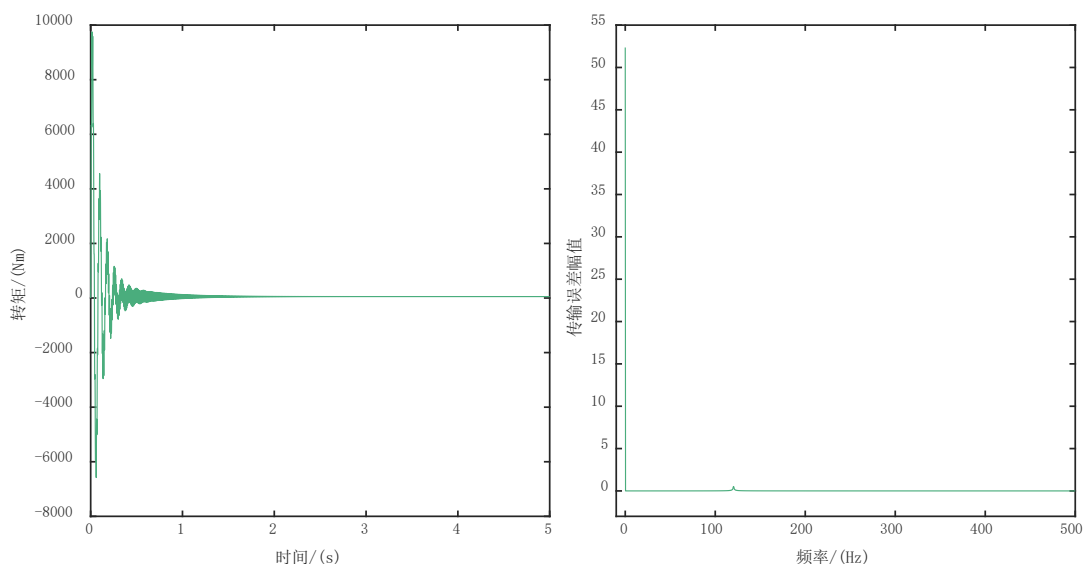


图 5-26 空载情况下理想转矩图

空载情况下，理想转矩图如图 5-26 所示，其转矩稳定在 52 N·m 值附近，这是由于系统中考虑了差速器齿轮间摩擦、轴与轴承之间的摩擦等因素。由其频域

图可以看出存在频率 f_m ，这是差速器耦合中的固有频率。在理想三相电源与三相逆变电源下的空载情况转矩对比图如图 5-27 所示，在图 5-27 (a) 和 (c) 中，其转矩幅值均稳定在一固定幅值，但其转矩在稳态中仍然具有一定波动，且转矩中包含很多复杂的成分，在三相逆变电源下其转矩在稳态中的波动明显更大。这是由于逆变器中开关器件的非线性，导致电流脉动，从而影响转矩的波动。因此，由于逆变器影响造成的波动通过机电耦合，使得波动变得更为复杂且幅度更大。如图 5-27 (b) 所示不仅含有差速器固有频率，且在固有频率附近出现较多复杂频率，以及电源频率的倍频。在三相逆变电源的转矩频域图中，与图 5-27 (b) 相比，图 5-27 (d) 中不仅含有电源频率的倍频，在逆变器的调制下出现了载波频率以及边频。特别注意的是，相比与图 5-27 (b) 中 f_m 处幅值，图 5-27 (d) 在 f_m 处的幅值更大。这是由于逆变器的非线性，引入不同频率的波，当固有频率与其他振动频率相同或者非常接近时，会放大在 f_m 及其附近的频率波动的幅值。

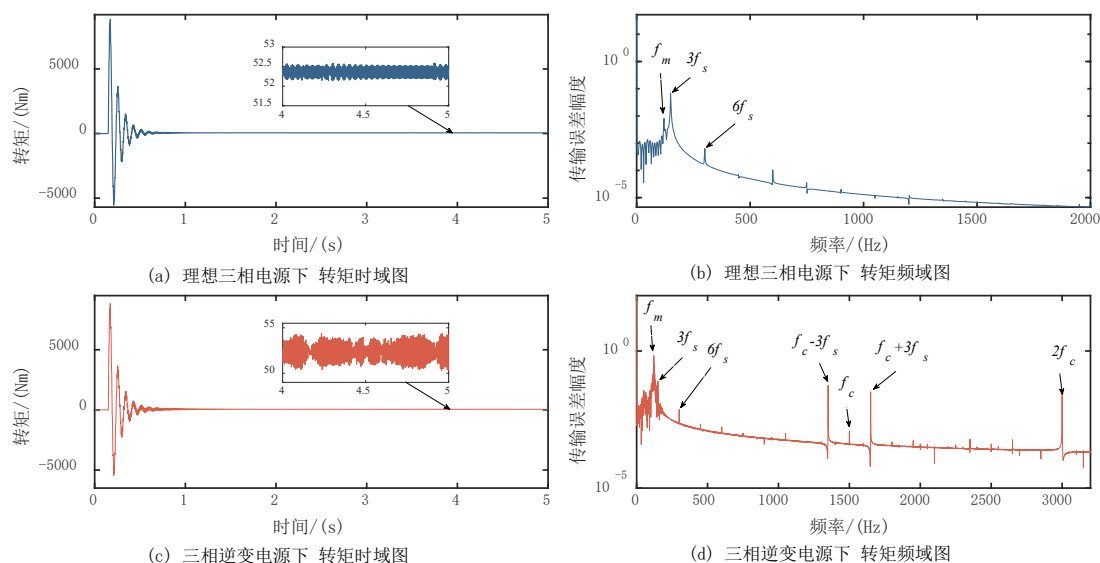


图 5-27 空载情况下转矩对比图

在电动汽车实际运行过程中，车轮会受到各种阻力，例如与地面摩擦力，空气阻力等，这些可以被看作是汽车在运行过程中的环境影响因素。在有载的情况下，给两车轮施加相同的负载，并且讨论其对电机电流、转速以及转矩的变化影响。电动汽车驱动系统有载情况下的电流对比图如图 5-28 所示，与图 5-23 对比，可以看出，当系统考虑增加负载的情况下系统输出的电流幅值更大。这是因为当系统负载增加时，电机需要更多的电能来维持其旋转，因此，会使电流变大。然而，理想三相电源下的电机电流波形仍是正弦，这说明，单纯的增加负载，不

会引入非线性,也不会影响谐波。此时三相逆变器电源下的电机电流也趋近于正弦,存在的高频波动是由 SPWM 驱动的逆变器开关器件反复开启关闭造成的。

与空载类似,如图 5-28 (d) 所示,电流频域图中除了基波频率之外,还包含了三相逆变器调制后带来的高次谐波。主要包括载波频率及其倍频以及边频。值得注意的是,在逆变电源下的电机电流频域图中出现了电源频率的 4 次、8 次和 10 次等偶次谐波。产生这类谐波的原因与空载情况相同。其频域图相较于图 5-28 (b) 其电源频率的偶次谐波较为明显。在平衡的三相系统中,由于对称关系,偶次谐波能被抵消了,只有奇次谐波存在。然而在逆变电源下,电源是通过 SPWM 调制而成,逆变器通过高频开关(如 IGBT 或 MOSFET)生成脉宽调制电压,其开关频率会在输出电压和电流中引入高频谐波,在开关过程中,可能使得系统处于不对称的状态,因此偶次谐波并未完全被抵消。值得注意的是,由于负载的增加,影响了差速器部件之间的耦合,从而进一步影响了电流中本就微小高频的波动,对高频波动有一定的抑制作用,但需要注意的是其在 $f_c \pm 16f_s$ 处的幅值比空载情况下的要大,这可能是由于增加了负载,对差速器的动态特性产生了一定影响,并且 $f_c \pm 16f_s$ 处幅值为它本身和差频 $2f_c - 14f_s$ 叠加形成的。

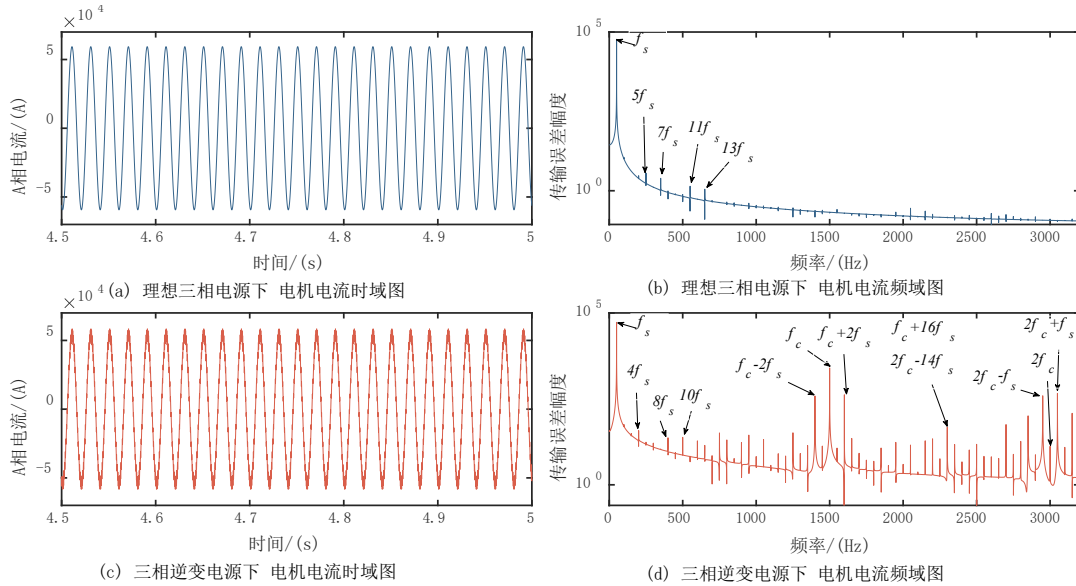


图 5-28 有载情况下电流对比图

在有载情况下,当差速器输入为理想转速值时,由图 5-29 可知,其转速稳定在固定值,没有波动,且其频域图只在 0 频含有较大幅值,系统相对稳定。有载情况下考虑电机以及逆变器的转速对比图如图 5-30 所示。图 5-30 (a) 和 (b) 为非理想三相电源下的驱动系统电流响应的时域和频域图,在该系统中不存在逆

变器的非线性。但是可以看出，相比于理想情况下输入的转速，非理想情况下在考虑 PMSM 之后转速处于稳态，但波形仍具有一定波动。其频域图可以看出存在电源频率的倍频，这是由于 PMSM 与差速器等机械部件耦合等原因产生的，这与空载的情况类似。在考虑逆变器后系统波动变大，在图 5-30 (d) 中，由于三相逆变器非线性以及与机械系统耦合等原因，产生载波频率及其边频。

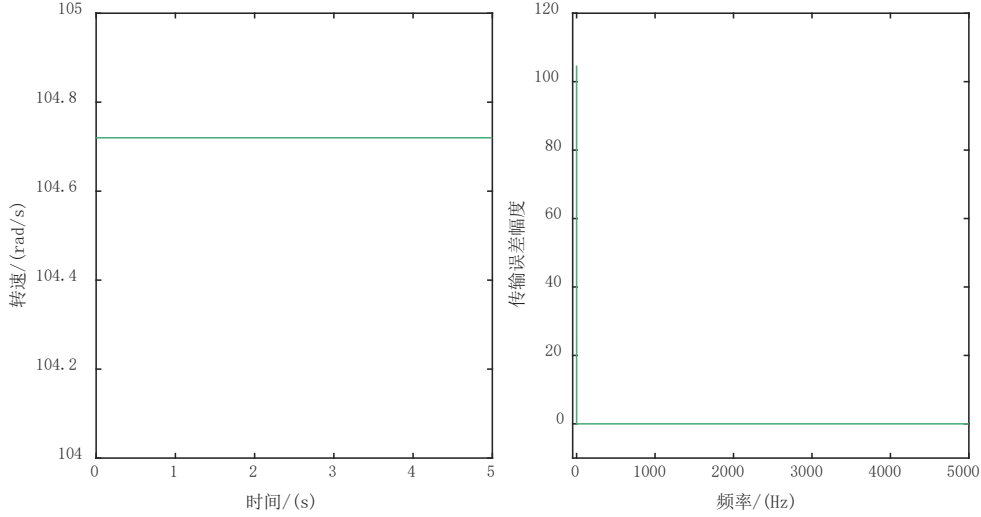


图 5-29 有载情况下理想转速图

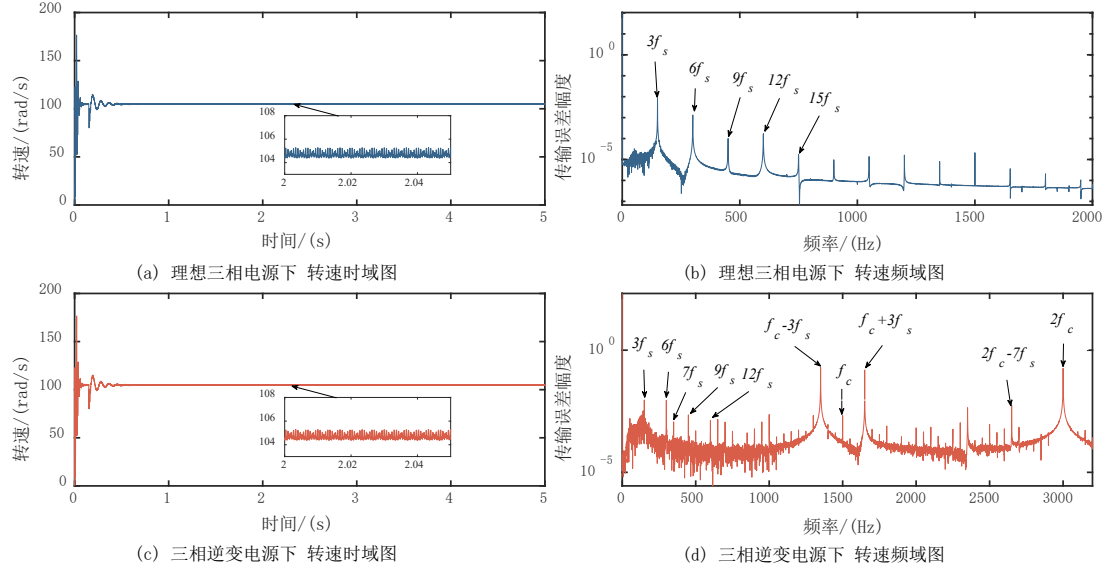


图 5-30 有载情况下转速对比图

有载情况下理想输出转矩稳定在 $252 \text{ N}\cdot\text{m}$ 附近，并且几乎没有振动等，但是由于差速器固有频率影响，在频域图中 f_m 处出现很小的幅值。在理想电源下 PMSM 的系统输出转矩如图 5-32 (a)，其输出转矩稳定在固定值，但波形具有一定的波动。在三相逆变电源下系统转矩的波形具有更大的波动。造成这种波动的

原因与空载情况类似，此时可以发现，由于增加了负载，系统稳态时的电机转矩由空载的 $52 \text{ N}\cdot\text{m}$ 增加到 $252 \text{ N}\cdot\text{m}$ 附近。并且在频域图中出现电源频率、差速器固有频率以及载波频率等，并且由于逆变器非线性以及机电耦合等因素的影响，系统中出现基波频率倍频、载波频率倍频以及边频等。

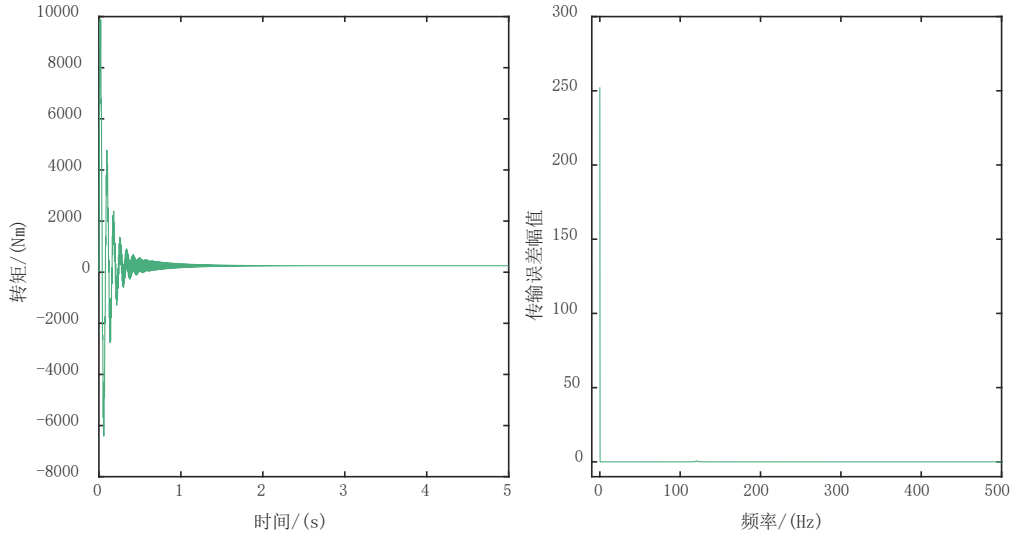


图 5-31 有载情况下理想转矩图

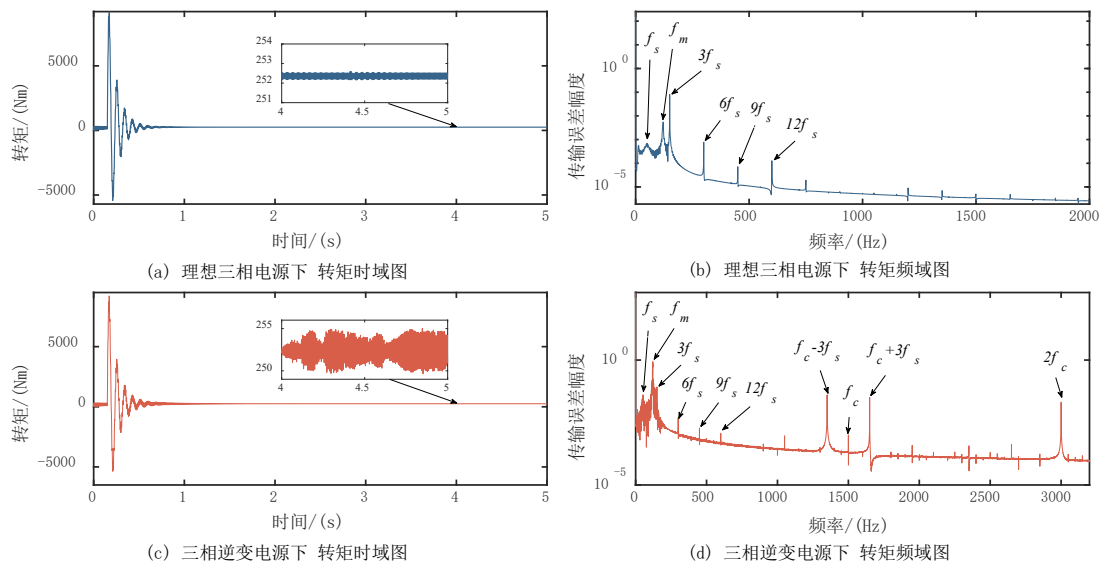


图 5-32 有载情况下转矩对比图

5.4 本章小结

本章针对电动汽车驱动系统机电耦合振动问题，在建立永磁直流电机-减速器与 PMSM-减速器两类典型的键合图子模型基础上，利用键合图模块化特性将时变啮合刚度、齿隙非线性与电磁转矩脉动等激励统一考虑，并进行仿真分析。

这些非线性因素和外部干扰通过机电耦合作用显著影响系统的整体响应,尤其是扭转振动特性。当传动系统的扭转振动频率与固有频率重合时,系统可能发生扭转共振,严重影响其可靠性和耐久性。本章的研究为电动汽车驱动系统的动态优化设计和振动抑制策略的制定提供了重要的理论基础和建模支持。

第 6 章 总结与展望

6.1 论文工作总结

本文以电动汽车驱动系统为研究对象，基于键合图理论建立了结合机、电、磁等领域为一体的电动汽车驱动系统机电耦合模型。探究了电机转速以及齿侧间隙、静态误差和时变啮合刚度等非线性因素对电动汽车驱动系统的影响以及探究系统动力学特性，并且建立考虑包含逆变器和差速器的驱动系统模型，通过对系统中电磁转矩以及电流等因素的分析，探究系统的机电耦合特性。为电动汽车驱动系统的机电耦合特性以及其动力学特性研究提供了理论参考。下面是对全文工作的总结：

(1) 基于键合图理论建立电动汽车驱动系统核心部件的建模。根据能量守恒原理，分别建立电驱动子系统核心部件包括直流电机、PMSM 以及逆变器和传动子系统包括齿轮减速器以及差速器的键合图模型。在建模过程中考虑到齿轮传动系统中非线性因素，包括齿面摩擦、齿侧间隙、静态误差以及时变啮合刚度等。并通过软件仿真分析，证明所建立的电驱动系统各个子模型模型均具有较高的准确性和有效性。

(2) 通过结合电力动力子系统以及齿轮传动子系统核心部件的键合图建模，分别建立了永磁直流电机-减速器、PMSM-齿轮减速器的电动汽车驱动系统的键合图模型。针对永磁直流电机-减速器键合图模型非线性因素对系统动态响应的影响。利用 20-sim 仿真软件，通过改变齿侧间隙，摩擦因素、啮合刚度幅值等参数，绘制了其传动系统齿面相对速度的时域图、相图、映射图及频谱图分析系统动态响应。结果表明，上述参数的变化都会引起系统振动情况发生变化，并且在某些特点的点附近会使系统振动加剧。此外，还通过改变电源频率输出电机输出轴的电磁转速与系统输出转速，分析机电耦合对系统的影响。通过分析不同因素变化下的仿真结果，可以看出，随着齿侧间隙的增大，系统响应呈现出明显的波动幅度和混沌无序状态。

(3) 通过结合前面章节建立的逆变器和差速器键合图模型，建立了电动汽车高度集成的电驱动机电耦合系统，对比了考虑了逆变器和差速器的电动汽车驱动系统的键合图模型与理想的 PMSM-齿轮减速器键合图模型。前者具有更多的

变量和影响因素，包含电气、机械、磁场多个领域。随后在此模型的基础上，对比了理想电源与逆变电源在相同参数下的电流、转矩、转速图，并从时域与频域的角度分析机电耦合对电驱动系统的影响。对电机电流及电磁转矩进行了总体分析，揭示了机电耦合对系统动态特性的重要影响机制。

6.2 展望与建议

本研究基于键合图理论系统构建电动汽车驱动系统的机电耦合模型，并揭示了非线性因素对系统动力学特性的影响机制，但仍存在值得深入探索的问题。结合当前研究局限性与行业技术发展趋势，未来研究可从以下方向展开深化与拓展：

（1）在研究电动汽车驱动系统机电耦合以及其动力学特性研究过程中，当前模型主要针对机电磁能量交互作用，并没有充分考虑电动汽车运行过程中的散热的问题。建议后续研究中引入电机升温、齿轮箱热变形等因素。使系统更加贴合实际工况。

（2）本文主要通过建模与仿真分析对电动汽车驱动系统进行研究。后续研究可进一步搭建实验台，对电动汽车驱动系统进行实验验证。通过实验与仿真的对比分析，深入探讨系统机电耦合效应的准确性与可靠性。这种方法不仅能够验证模型的有效性，还能为电动汽车驱动系统的优化设计和状态监测策略提供更为坚实的理论支持。

（3）本论文中构建的键合图模型主要针对电动汽车在驱动工况下的动力学特性进行建模和分析。在驱动工况下，电动汽车的电机作为电动机运行，将电能转换为机械能，驱动车辆前进。然而，在制动工况下，电动汽车的电机将从电动机模式切换到发电机模式，此时电机不仅不再消耗电能，反而会将车辆的动能转换为电能，实现能量的逆向流动，并通过逆变器回馈给电池或电网，这一过程涉及能量的逆向流动和部件的逆向工作状态。

目前，本模型尚未直接考虑制动工况下的能量回馈路径、电机发电模式的电磁转矩生成以及再生制动策略等特定因素。具体来说，模型中未包含描述电能回馈至电池或电网的键合图元，也未对电机在发电模式下的电磁转矩生成机制进行建模，同时缺乏对再生制动策略（如电机发电功率的控制、电池充电状态的监测等）的考虑。

参考文献

- [1] 申伟, 陆敏恂. 中国新能源汽车产业的发展现状与展望[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(22): 239-242.
- [2] 岳华, 王瑞, 张雅丽. 城市大气污染现状与对策研究进展[J]. 黑龙江环境通报, 2025, 38(02): 109-111.
- [3] 刘海俊. 探究城市环境管理中大气污染治理对策[J]. 皮革制作与环保科技, 2022, 3(23): 72-74.
- [4] 常宏宇. 建筑施工扬尘污染治理措施探讨[J]. 建设监理, 2021, (11): 59-60+84.
- [5] 刘涛. 吉林省汽车产业发展研究[D]. 长春: 吉林大学, 2022.
- [6] 戴俊峰. 中国新能源汽车产业技术创新存在的问题与对策研究[D]. 上海: 上海财经大学, 2021.
- [7] Gao B, Liang Q, Xiang Y, et al. Gear ratio optimization and shift control of 2-speed I-AMT in electric vehicle[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 50: 615-631.
- [8] Zhao M, Wang Y, Lu Z, et al. Electric vehicle operating characteristics analysis based on structural equation model [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 278: 202-206.
- [9] Chen Q, Xu R, Wang Z, et al. Analysis of electromechanical coupling vibration characteristics of motor-gear system based on bond graph theory[J]. AIP Advances, 2024, 14(1).
- [10] 王志福. 电动汽车电驱动理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012: 8-12.
- [11] Karikomi T, Itou K, Okubo T, et al. Development of the shaking vibration control for electric vehicles [C]. 2006 SICE-ICASE International Joint Conference, 2006: 2434-2439.
- [12] Qin Y, Tang X, Jia T, et al. Noise and vibration suppression in hybrid electric vehicles: State of the art and challenges[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 124: 109782.

-
- [13] Chen Q, Xu R, Wang Z, et al. Modeling and simulation of nonlinear dynamics for coupled motor-reducer systems based on bond graph[C]. Singapore: Springer Nature Singapore, 2023: 2629-2646.
 - [14] 杜进辅, 杨攀, 曲南飞. 电动汽车电驱动系统加速工况声品质评价及预测[J]. 振动与冲击, 2024, 43(22): 126-134.
 - [15] Safder A H, Hanif A, Saqib M A, et al. Compensating the performance of PMSM based electrified powertrain through sliding mode control[C]. 2023 IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC), 2023: 2413-2418.
 - [16] Zhang X, Zhang C, Li L, et al. Analytical model of PMSM fed by SVPWM inverter based on magnetic equivalent circuit[C]. 2023 26th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), 2023: 511-516.
 - [17] M. Zahir A A, Alhady S S N, Othman W, et al. Genetic algorithm optimization of PID controller for brushed DC motor[C]//Intelligent Manufacturing & Mechatronics: Proceedings of Symposium, 29 January 2018, Pekan, Pahang, Malaysia. Springer Singapore, 2018: 427-437.
 - [18] Yan W, Wang D, Jia P, et al. The PWM speed regulation of DC motor based on intelligent control[J]. Systems Engineering Procedia, 2012, 3: 259-267.
 - [19] Yang H, Chen Y. Influence of radial force harmonics with low mode number on electromagnetic vibration of PMSM[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2014, 29(1): 38-45.
 - [20] Liu Z J, Li J T. Accurate prediction of magnetic field and magnetic forces in permanent magnet motors using an analytical solution[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2008, 23(3): 717-726.
 - [21] Zhu W, Pekarek S, Fahimi B, et al. Investigation of force generation in a permanent magnet synchronous machine[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2007, 22(3): 557-565.
 - [22] Yang F, Jiang F, Xu Z, et al. Complex coefficient active disturbance rejection controller for current harmonics suppression of IPMSM drives[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2022, 37(9): 10443-10454.
 - [23] Bai Y, Zhang G, Wang Q, et al. High-gain nonlinear active disturbance rejection control strategy for traction permanent magnet motor drives[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2022, 37(11): 13135-13146.

-
- [24] Hwang S H, Kim J M. Dead time compensation method for voltage-fed PWM inverter[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2010, 25(1): 1-10.
- [25] Hou X, Chen Z, Wu S, et al. Synchronous frame filter based harmonic current compensation caused by dead time in PMSM vector control system[C]. 2021 24th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), 2021: 1993-1998.
- [26] Liang H, Li J, Dai K, et al. A harmonic suppression control method for PMSM of electric vehicles[C]. The Proceedings of the 17th Annual Conference of China Electrotechnical Society, 2023: 511-519.
- [27] 刘进海, 史黎明, 郭科宇, 等. 基于谐波注入分段供电永磁直线同步电机变流器开路推力波动抑制[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(13): 5308-5319.
- [28] Xiang C, Liu F, Liu H, et al. Nonlinear dynamic behaviors of permanent magnet synchronous motors in electric vehicles caused by unbalanced magnetic pull[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 371: 277-294.
- [29] 王力新, 王晓远, 高鹏, 等. 电动汽车用内置式永磁同步电机转矩脉动分析及抑制[J]. 电工技术学报, 2024, 39(20): 6386-6396.
- [30] Zhang S, Zhang H, Wang C, et al. Bursting oscillations and bifurcation mechanism in a permanent magnet synchronous motor system with external load perturbation[J]. Chaos, Solitons & Fractals, 2020, 141: 110355.
- [31] Yi P, Sun Z, Wang X. Research on PMSM harmonic coupling models based on magnetic co-energy[J]. IET Electric Power Applications, 2019, 13(4): 571-579.
- [32] Qiao Z, Zhou J, Sun W, et al. A coupling dynamics analysis method for two-stage spur gear under multisource time-varying excitation[J]. Shock and Vibration, 2019, 2019(1): 7350701.
- [33] 石照耀, 康焱, 林家春. 基于齿轮副整体误差的齿轮动力学模型及其动态特性[J]. 机械工程学报, 2010, 46(17): 55-61.
- [34] Kahraman A, Kharazi A, Umrani M. A deformable body dynamic analysis of planetary gears with thin rims[J]. Journal of Sound Vibration, 2003, 262: 752-768.
- [35] Kahraman A, Ligata H, Singh A. Influence of ring gear rim thickness on planetary gear set behavior[J]. Journal of Mechanical Design, 2010, 132(2): 021002
- [36] Fernandez-Del-Rincon A, Garcia P, Diez-Ibarbia A, et al. Enhanced model of gear transmission dynamics for condition monitoring applications: Effects of

- torque, friction and bearing clearance[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 85: 445-467.
- [37] 冯永恺. 纯电动汽车电机变速器集成系统研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
- [38] 任朝晖, 谢吉祥, 周世华, 等. 斜齿轮-转子-轴承弯扭轴耦合振动特性分析[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(15): 75-89.
- [39] 孙智民, 季林红, 沈允文. 2K-H行星齿轮传动非线性动力学[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2003, (05): 636-639.
- [40] 张宇白, 袁惠群, 寇海江. 基于 Prohl-Myklested 方法的汽车变速器斜齿轮传动系统建模及非线性分析[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(10): 62-67.
- [41] 王三民, 沈允文, 董海军. 含摩擦和间隙直齿轮副的混沌与分叉研究[J]. *机械工程学报*, 2002, (09): 8-11.
- [42] 冯婧, 霍睿, 王孚懋. 齿轮非线性动力系统的振动功率流分析[J]. *振动与冲击*, 2010, 29(05): 203-206+251.
- [43] Xu R, Zhang J, Wang J, et al. Research on nonlinear dynamic model and characteristics of a spur gear pair considering the meshing state of multiple pairs of teeth[J]. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 2021, 15(6): JAMDSM0068-JAMDSM0068.
- [44] Chen Q, Ma Y, Huang S, et al. Research on gears' dynamic performance influenced by gear backlash based on fractal theory[J]. *Applied Surface Science*, 2014, 313: 325-332.
- [45] 常乐浩, 袁冰, 宋文, 等. 齿轮副非线性接触特性与动力学耦合分析方法[J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(10): 1-10.
- [46] 刘长钊, 秦大同, 廖映华. 考虑齿面变摩擦系数的斜齿轮传动变速过程动力学分析[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(24): 150-157.
- [47] Sika G, Velez P. Instability analysis in oscillators with velocity-modulated time-varying stiffness-applications to gears submitted to engine speed fluctuations[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 318(1-2): 166-175
- [48] Kalla U K, Bhati N, Agarwal K L, et al. Analysis of canonical switching inverse buck-boost converter based electric vehicle drive system[C]. 2020 IEEE International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems, 2020: 1-6.

- [49] Raj E F I, Appadurai M, Darwin S, et al. Retracted Article: Detailed study of efficient water jacket cooling system for induction motor drive used in electric vehicle[J]. International Journal on Interactive Design and Manufacturing, 2023, 17(3): 1277-1288.
- [50] Damarla I, Mahendran V, Ganji R. A quick demagnetization approach for low torque ripple in three-phase switched reluctance motor drive system for electric vehicle applications[J]. International Journal of Circuit Theory and Applications, 2024, 52(6): 2916-2935.
- [51] 林利红, 陈小安, 周超群, 等. 精密传动系统的机电耦合建模及仿真分析[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2007, (11): 14-18.
- [52] 林利红, 陈小安, 周伟, 等. 永磁交流伺服精密驱动系统机电耦合振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(04): 48-53+230.
- [53] 吕浪, 熊万里. 基于机电耦合动力学模型的电主轴系统软起动特性[J]. 机械工程学报, 2014, 50(3): 78-91.
- [54] 仪凌霄, 王之海, 柳小勤, 等. 工业机器人关节传动系统机电耦合振动特性分析[J]. 机械科学与技术, 2022, 41(07): 1009-1017.
- [55] Chen X, Wei H, Deng T, et al. Investigation of electromechanical coupling torsional vibration and stability in a high-speed permanent magnet synchronous motor driven system[J]. Applied Mathematical Modelling, 2018, 64: 235-248.
- [56] 张强, 王海舰, 毛君, 等. 刮板输送机系统机电耦合模型及仿真分析[J]. 中国机械工程, 2015, 26(23): 3134-3139.
- [57] 张强, 王禹, 王海舰, 等. 双端驱动刮板输送机机电耦合模型及动力学仿真分析[J]. 煤炭科学技术, 2019, 047(001): 159-165.
- [58] 毛钰, 左曙光, 林福. 转矩波动下电动轮系统机电耦合振动特性[J]. 吉林大学学报(工学版), 2017, 47(3): 908-916.
- [59] 毛钰, 左曙光, 林福, 等. 转矩波动下电动轮纵向阶次振动特性及理论分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(11): 1735-1742.
- [60] 巩子臣, 牛文铁, 李加进, 等. 基于机电耦合的进给系统动态特性仿真与性能优化[J]. 机械设计, 2018, 35(9): 8-16.
- [61] 莫帅, 周长鹏, 高瀚君, 等. 机器人智能关节机电耦合系统瞬态动力学研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2023, 51(02): 131-138.

- [62] Bai W, Qin D, Wang Y, et al. Dynamic characteristic of electromechanical coupling effects in motor-gear system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 423: 50-64.
- [63] Yi Y, Qin D, Liu C. Investigation of electromechanical coupling vibration characteristics of an electric drive multistage gear system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 121: 446-459.
- [64] 于蓬, 陈诗阳, 章桐, 等. 电动车动力总成在机械-电磁激励下的振动分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(13): 99-105+139.
- [65] Zhou W, Lin L, Chen X. Electromechanical coupling modeling in permanent magnet AC servo-driven precision gear transmission system[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 52: 1375-1381.
- [66] Ge S, Yang Y, Zhang Z, et al. Analysis of electromechanical coupling characteristics of electric vehicle electric drive system considering current harmonic excitation[J]. Journal of Vibroengineering, 2023, 25(2): 377-391.
- [67] 刘长钊, 张铁, 宋健, 等. 纯电动汽车电驱动系统耦合动力学研究[J]. 汽车工程, 2022, 44(12): 1896-1909.
- [68] Liu W, He H, Sun F, et al. Optimal design of adaptive shaking vibration control for electric vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 57(1): 1-26.
- [69] Hu J, Peng T, Jia M, et al. Study on electromechanical coupling characteristics of an integrated electric drive system for electric vehicle[J]. IEEE Access, 2019, 7: 166493-166508.
- [70] Karnopp D C, Margolis D L, Rosenberg R C. System dynamics: modeling and simulation of mechatronic systems[M]. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006.
- [71] 王涛, 王青, 李勇. 基于键合图的电动汽车动力总成系统建模与仿真[J]. 农业工程学报, 2011, 27(12): 64-68.
- [72] Dridi S, Ben Salem I, Ouni L. A multi-energetic modeling approach based on bond graph applied to in-wheel-motor drive system[J]. International Journal of Advanced Computer Science and Applications, 2018, 9: 422-429.
- [73] Soldo J, Cvok I, Deur J, et al. Bond graph-based energy balance analysis of forward and backward looking models of parallel plug-in hybrid electric vehicle[M]. SAE Technical Paper, 2022.
- [74] 唐进元, 陈海锋, 王祁波. 考虑间隙与摩擦时的齿轮传动动力学键合图建模研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(09): 53-59.

- [75] Luo Y T, Tan D. Dynamics modeling of planetary gear set considering meshing stiffness based on bond graph[J]. *Procedia Engineering*, 2011, 24: 850-855.
- [76] Zhou X, Liu X, Li L. Research on dynamic characteristic of planetary gear system based on bond graph method[J]. *Vibroengineering Procedia*, 2021, 39: 152-156.
- [77] 周伟, 刘俊, 李晓仑, 等. 基于键合图理论的复杂伺服传动系统的建模与仿真[J]. *中国科技论文*, 2013, 8(08): 747-750+755.
- [78] Gonzalez-A G, Barrera-G N, Ayala G, et al. Dynamic performance of a Skystream wind turbine: A bond graph approach[J]. *Cogent Engineering*, 2019, 6(1): 1709361.
- [79] 王中双, 徐长顺, 杨韬. 含铰间隙平面连杆机构动力学建模与仿真向量键合图法[J]. *振动与冲击*, 2018, 37(10): 202-207.
- [80] 高海鸥, 王仲范, 邓亚东. PRIUS 混合动力汽车驱动系统键合图建模仿真[J]. *武汉理工大学学报*, 2004, (1): 63-65.
- [81] 胡均平, 冯东昱, 李科军. 混合动力汽车动力系统优化建模仿真研究[J]. *计算机仿真*, 2017, 34(1): 143-147.
- [82] 王中双. 键合图理论及其在系统动力学中的应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007.
- [83] 郑致刚, 王小强, 胡云安. 模拟电路的键合图模型仿真研究[J]. *电子测量技术*, 2011, 34(3): 41-45.
- [84] Khaouch Z, Zekraoui M, Bengourram J, et al. Mechatronic modeling of a 750kW fixed-speed wind energy conversion system using the bond graph approach[J]. *ISA Transactions*, 2016, 65: 418-436.
- [85] 程广伟, 周志立, 邓楚南. 拖拉机无级变速传动键合图建模与仿真研究[J]. *武汉理工大学学报(信息与管理工程版)*, 2006, (12): 41-44.
- [86] 刘云, 王艾伦. 基于键合图的复杂机电系统动力学相似分析[J]. *系统仿真学报*, 2009 (20): 6339-6343.
- [87] 刘昉, 江平宇. 基于 Web 的键合图法 MEMS 系统级多能量域仿真平台[J]. *系统仿真学报*, 2005 (2): 341-346.
- [88] 王中双, 陆念力. 键合图理论及应用研究若干问题的发展及现状[J]. *机械科学与技术*, 2008, (01): 72-77.

-
- [89] Phillips J R, Amirouche F. Kane's equations for nonholonomic systems in bond-graph-compatible velocity and momentum forms[J]. *Multibody System Dynamics*, 2023(59): 45-68.
- [90] He S, Cho S, Singh R. Prediction of dynamic friction forces in spur gears using alternate sliding friction formulations[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 309(3): 843-851.
- [91] Zhu Z Q, Howe D. Electrical machines and drives for electric, hybrid, and fuel cell vehicles[J]. *Proceedings of the IEEE*, 2007, 95(4): 746-765.
- [92] 陈辛波, 王叶枫, 王威, 等. 基于齿轮连杆的新型动力吸振式轮边电驱动系统研究与设计[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(18): 46-51+70.
- [93] 左曙光, 黄荣奎, 冯朝阳, 等. 考虑非线性电磁分布力的虚拟电动振动系统建模[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(2): 152-158.
- [94] Silva L I, Bouscayrol A, De Angelo C H, et al. Coupling bond graph and energetic macroscopic representation for electric vehicle simulation[J]. *Mechatronics*, 2014, 24(7): 906-913.
- [95] Tan D, Wang Q, Wu Y. Modal analysis of in-wheel motor-driven electric vehicle based on bond graph theory[J]. *Shock and Vibration*, 2017, 2017(1): 6459154.
- [96] Park G, Lee S, Jin S H, et al. Modeling and analysis for powertrain dynamics of electric vehicle systems[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2012, 110: 2426-2431.
- [97] 刘坤, 吴维, 陈星, 等. 电动汽车电驱动系统齿轮非平稳故障特征提取[J/OL]. *机械工程学报*, 2024, 1-11.
- [98] 宋健, 刘长钊, 王坤, 等. 非稳态工况下开关磁阻电驱动系统机电耦合动力学研究[J]. *汽车工程*, 2025, 47(02): 269-280+355.
- [99] Zhang Y, Yan X, Lin Q. Characteristic of torsional vibration of mill main drive excited by electromechanical coupling[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 29(1): 180-187.
- [100] Hu D, Hu L, Yan Y. Optimization methodology for control strategy of parallel hybrid electric vehicle based on chaos prediction[J]. *AIP Advances*, 2018, 8(11): 115-125.
- [101] 于蓬, 王珮琪, 章桐, 等. 电动车动力传动系机电耦合扭转振动分析与控制[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(17): 10-15+34.

- [102] Yim K H, Jang J W, Jang G H, et al. Forced vibration analysis of an IPM motor for electrical vehicles due to magnetic force[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2012, 48(11): 2981-2984.
- [103] 刘辉, 陈胤奇, 马越, 等. 纯电动车辆传动系统扭振模糊PID主动抑制仿真[J]. 机械设计与制造, 2020, (05): 3-9.

攻读学位期间取得的学术成果

一、已发表论文

- [1] Chen Q, Xu R, Wang Z, et al. Analysis of electromechanical coupling vibration characteristics of motor-gear system based on bond graph theory[J]. AIP Advances, 2024, 14(1). (SCI 收录)
- [2] Chen Q, Xu R, Wang Z, et al. Modeling and simulation of nonlinear dynamics for coupled motor-reducer systems based on bond graph[C]. ICMD: International Conference on Mechanical Design. Singapore: Springer Nature Singapore, 2023: 2629-2646. (EI 收录)
- [3] Chen Q, Xu R, Shen J, et al. Dynamic modeling and analysis of electric drive system based on bond graph theory[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. (SCI, 收录)

二、已实审发明专利

- [1]徐锐, 陈晴晴, 王子辉, 等. 一种肩负式插秧补秧机[P]. 中国: CN116602099A, 2023.08.18
- [2]徐锐, 陈晴晴, 王子辉, 等. 一种风能转化势能并行存储发电装置[P]. 中国: CN116771604A, 2023.09.19

三、已授权软件著作权

- [1] 陈晴晴, 徐锐, 王子辉, 等.有关汽车制动安全分析与评价软件. 登记号: 2023SR0971044.
- [2] 徐锐, 陈晴晴, 王子辉, 等. 改进的加权迭代定位算法. 登记号: 2023SR0971593.
- [3] 徐锐, 陈晴晴, 王子辉, 等.直齿轮副非线性动力学性能仿真软件. 登记号: 2023SR0971044.

四、参与项目

- [1] 多误差激励下的电动汽车高速传动系统多场耦合振动特性研究, (2108085ME169).
- [2] 基于高功重比的直升机主减速器用大重合度齿轮多尺度参数优化,(HTL-O-22G01).

五、获得奖项

- [1] 2025 年, 研究生国家奖学金.
- [2] 2023 年, 第十五届全国大学生电工数学建模竞赛二等奖. (排名第一)
- [3] 2024 年, 第十六届全国大学生电工数学建模竞赛三等奖. (排名第一)
- [4] 2024 年, 第十三届 MathorCup 高校数学建模挑战赛二等奖. (排名第一)

致 谢

行文至此，落笔为终。至此我的硕士生涯也即将落下帷幕。首先，要感谢我的国家，在我求学的道路上，国泰民安，并且国家提供的各类奖学金以及助学金，让我能够安心投入论文的写作。其次，我要衷心感谢我的导师徐锐，感谢徐老师在我研究生期间对我的帮助和指引。徐老师以渊博的专业知识和平易近人的处世态度让我受益良多。感谢徐老师的督促让我在学业上不断提高，这些让我综合素质得到了锻炼和提高，衷心感谢他在学术与人生路上对我的引领。的渊博学识为我打开科研之门，从课题选择到论文撰写，每一环节都凝聚着他的悉心指导；他的包容与鼓励让我学会在挫折中成长，敢于探索未知。很荣幸能够加入潘老师的课题组，感谢他为课题组提供的优质平台与资源支持，从实验设备到学术交流机会，他的远见与付出为我们创造了理想的科研环境。感谢他营造的开放包容的课题组氛围，在此期间我不仅收获了知识，更学会了团队协作与责任担当。在我也要衷心感谢课题组的每一位老师，你们在组会上提出的建议都成为我宝贵的财富。饮水思源，我在学业道路上学习到的知识，离不开老师的教导。在此，祝愿每一位老师万事胜意！

时光清浅，幸之相遇。感谢课题组所有的师兄和师弟师妹们，你们陪伴我度过了许多快乐和科研的时光。感谢王文静、王锦、张锦程、陆金龙、许书恒、傅学斌、汪俊杰、沈加宝、许明辉、杨忆文等以及师兄师弟们在学业以及生活上的帮助和陪伴。特别要感谢肖仲璋同学，在我遇到问题时与我共同探讨并给我很大的帮助，并且在我迷茫无措的时候给我指引和陪伴。在此。祝愿大家前程似锦！

感谢父母的教诲、奉献、理解与支持，在我的求学生涯，虽不能陪伴在左右，但始终能尊重并支持我的选择。在此。祝愿父母身体健康！

始于初秋。终于盛夏。回望来时路，在求学的道路上遇到过挫折、迷茫、焦虑、内耗，但是也有过快乐、幸福和感动。非常感谢这段人生经历，特别是那些宝贵又温暖的帮助，让我不断了解自己、认识自己、提高自己。让我能够以更从容、更平和的心态迎接人生的新篇章。在此。祝愿大自己赤诚勇敢，热烈自由！

衷心感激曾经遇见的每一个人，所有的经历与相遇，于我是收获亦是礼物。最后，感谢所有百忙之中抽出时间参加我论文评阅、评议和答辩的专家们，感谢你们宝贵的意见与建议。

尚德敏学 唯实惟新

